

ВЕСТНИК

Белорусско-Российского университета

*Научно-методический журнал
Издается с октября 2001 г.*

Периодичность – 4 раза в год

2 (39) 2013

СОДЕРЖАНИЕ

МАШИНОСТРОЕНИЕ

ВОЙТОВИЧ О. Н., СОКОРОВ И. О. Исследование влияния параметров лазерной термообработки на свойства упрочненных поверхностных слоев	6
ГОРБАТЕНКО Н. Н., ТАРАСИК В. П. Экспериментальное исследование характеристик пропорционального редукционного клапана с электронным управлением	15
ДАНЬКОВ А. М., ПОДЫМАКО М. Э., ИОФФЕ А. З., ДОРОШКОВ С. А. Теоретические оценки влияния геометрических параметров центрального зубчатого колеса на кинематические характеристики планетарной плавнорегулируемой передачи	26
ЖОЛОБОВ А. А., ШАЛЫЖИН К. А., ФЕДОРЕНКО А. М., ДЕМИДЕНКО Е. Ю. К вопросу обеспечения собираемости шлицевых сопряжений	35
КАПСКИЙ Д. В., САМОЙЛОВИЧ Т. Н. Исследование влияния светофорного объекта на функционирование ОП МПТ	46
КИСЕЛЕВ М. Г., ДРОЗДОВ А. В., МОСКАЛЕНКО А. В., БОГДАН П. С. Влияние режимов электроконтактной обработки поверхности проволочного инструмента на его режущую способность, износостойкость и прочность на разрыв.....	55

КОТОВ С. Ю., БЕЛЯЕВ Г. Я. Влияние сквозной пористости PVD-покрытия ZrN на коррозионную стойкость сферических подложек из стали ШХ15	63
ЛОВШЕНКО Ф. Г., ЛОВШЕНКО Г. Ф., ЛОВШЕНКО З. М., ФЕДОСЕНКО А. С. Оптимизация состава шихты механически легированных порошков для газотермических покрытий.....	71
МИНАКОВ А. П., ЛУСТЕНКОВ М. Е., ИЛЮШИНА Е. В., ГОРШКОВА А. А. Кинематика, динамика и аэродинамика процесса упрочняющей пневмоцентробежной обработки гильз двигателей внутреннего сгорания	82
ПАРТНОВ С. Б., СЕМЧЕН В. И. Напряженно-деформированное состояние грунтов под действием колесных движителей строительно-дорожных машин.....	89
ПАШКЕВИЧ В. М., МИРОНОВА М. Н. Методология комплексного решения технологических задач на основе использования функциональных семантических сетей.....	95
ТАРАСИК В. П., РЕГИНЯ В. В., РОМАНОВИЧ Ю. С. Диагностирование технического состояния гидромеханической передачи с мехатронной системой управления карьерного самосвала.....	106
ШАМБАЛОВА М. Г. Методика выявления единичных дефектов зубьев и оценка их влияния на динамическую нагруженность привода	119

ПРИБОРОСТРОЕНИЕ

БРЫЛЕВА О. А., ПИСКУН Г. А., АЛЕКСЕЕВ В. Ф. Основные механизмы повреждения микроконтроллеров вследствие влияния электростатических разрядов	130
НОВИКОВ В. А., ШИЛОВ А. В. Определение глубины залегания и диаметра несплошности при контроле ферромагнитных объектов с использованием визуализирующей магнитные поля пленки.....	138
НОСОВ В. В. Оценка ресурса технических объектов на основе моделирования временной зависимости параметров акустической эмиссии.....	149
ПИСКУН Г. А., АЛЕКСЕЕВ В. Ф., БРЫЛЕВА О. А. Методы технической диагностики микроконтроллеров при воздействии электростатических разрядов	156

СТРОИТЕЛЬСТВО. АРХИТЕКТУРА

ГОРБЕНКОВА Е. В. , ГОРБЕНКОВ С. В. , КОРБУТ Е. Е.

Эффективные энерго- и ресурсосберегающие технологии
в инженерных системах сельских поселений 164

СЕМЕНЮК С. Д., МЕЛЬЯНЦОВА И. И., БАШКИРОВ В. В.

Методика экспериментальных исследований сжатых
железобетонных элементов, усиленных стальной обоймой 171

- Журнал включен в Перечень научных изданий Республики Беларусь для опубликования результатов диссертационных исследований по техническим наукам
- Публикуемые материалы рецензируются
- Подписные индексы: для индивидуальных подписчиков – 00014
для предприятий и организаций – 000142

CONTENTS

MECHANICAL ENGINEERING

VOITOVICH O. N., SOKOROV I. O. The research into the influence of laser thermal processing parameters on the properties of strengthened surface layers	6
GORBATENKO N. N., TARASIK V. P. The experimental study of characteristics of electronically-controlled proportional reducing valve	15
DANKOV A. M., PODYMAKO M. E., IOFFE A. Z., DOROSHKOV S. A. Theoretical assessments of the effect of geometrical parameters of the central gear on kinematic characteristics of planetary continuously adjustable gearing	26
ZHOLOBOV A. A., SHALYZHIN K. A., FEDORENKO A. M., DEMIDENKO Y. Y. The investigation of the influence of traffic lights upon the pts operation	35
KAPSKY D. V., SAMOILOVICH T. N. The investigation of the influence of traffic lights upon the PTS operation	46
KISELYOV M. G., DROZDOV A. V., MOSKALENKO A. V., BOGDAN P. S. The effect of conditions of electrocontact treatment of the surface of a wire tool on its cutting ability, wear resistance and tensile strength	55
KOTOV S. Y., BELYAEV G. Y. The impact of through porosity of zirconium nitride (ZrN) PVD-coating on the corrosion resistance of spherical backings made of IX15 steel	63
LOVSHENKO F. G., LOVSHENKO G. F., LOVSHENKO Z. M., FEDOSENKO A. S. Optimizing the mixture composition of mechanically alloyed powders used for gas-thermal coatings.....	71
MINAKOV A. P., LUSTENKOV M. Y., ILYUSHINA E. V., GORSHKOVA A. A. Kinematics, dynamics and aerodynamics of the process of pneumatic-centrifugal strengthening treatment of cylinder liners of internal combustion engines.....	82
PARTNOV S. B., SIOMCHEN V. I. Deflected mode of soils under the effect of wheel movers of road construction machinery.....	89
PASHKEVICH V. M., MIRONOVA M. N. Methods of complex solution of technological tasks by using functional semantic networks.....	95

TARASIK V. P., REGINIA V. V., ROMANOVICH Y. S.

Monitoring of the technical condition of mechanisms of a vehicle with the mechatronic control system for hydro-mechanical transmission..... 106

SHAMBALOVA M. G. Methods for detecting single gear teeth defects and estimation of their influence on dynamic loading of the drive 119

INSTRUMENT MAKING

BRYLEVA O. A., PISKUN G. A., ALEKSEYEV V. F.

Basic mechanisms of microcontrollers damage due to the influence of electrostatic discharges 130

NOVIKOV V. A., SHILOV A. V. Determination of the depth and diameter of discontinuity in the inspection of ferromagnetic products by using magnetic field visualizing film..... 138

NOSOV V. V. The assessment of the resource of technical objects based on modeling the time dependence of parameters of acoustic emission..... 149

PISKUN G. A., ALEKSEYEV V. F., BRYLEVA O. A.

Methods of technical diagnostics of microcontrollers with electrostatic discharges..... 156

CIVIL ENGINEERING. ARCHITECTURE

GORBENKOVA E. V., GORBENKOV S. V.,

KORBUT E. E. The effective energy and resourcesaving technologies in engineering systems of rural settlements..... 164

SEMENIUK S. D., MELYANTSOVA I. I.,

BASHKIROV V. V. The methodology of experimental research into compressed reinforced concrete elements strengthened by a steel holder 171

МАШИНОСТРОЕНИЕ

УДК 621.373.826

О. Н. Войтович, И. О. Сокоров

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПАРАМЕТРОВ ЛАЗЕРНОЙ ТЕРМООБРАБОТКИ НА СВОЙСТВА УПРОЧНЕННЫХ ПОВЕРХНОСТНЫХ СЛОЕВ

UDC 621.373.826

O. N. Voitovich, I. O. Sokorov

THE RESEARCH INTO THE INFLUENCE OF LASER THERMAL PROCESSING PARAMETERS ON THE PROPERTIES OF STRENGTHENED SURFACE LAYERS

Аннотация

Представлены результаты исследований влияния процесса лазерной обработки на микроструктуру и распределение элементов между различными структурными составляющими, а также на формирование зоны термического влияния.

Полученные данные о распределении микротвердости в упрочненных слоях и их износостойкости в зависимости от режимов лазерной обработки позволяют управлять процессами, протекающими при упрочнении, и, как следствие, уровнем механических свойств поверхностных слоев путем изменения режимов лазерной обработки.

Ключевые слова:

микротвердость, износостойкость, лазерная обработка, термоупрочнение, микроструктура, лазерное легирование, лазерная закалка, изнашивание, чугун.

Abstract

The paper presents the results of studies of the effect of laser processing on the microstructure and distribution of elements between various structural components, as well as on the formation of the heat affected zone. The obtained data on the distribution of microhardness in strengthened layers and their wear resistance depending on the modes of laser processing allow monitoring the processes taking place during strengthening and, as a consequence, the level of mechanical properties of surface layers by changing the conditions of laser processing.

Key words:

microhardness, wear resistance, laser processing, thermal strengthening, microstructure, laser alloying, laser hardening, wear, cast iron.

Введение

В настоящее время существует целый ряд разнообразных способов повышения долговечности деталей машин. Наряду с традиционными методами поверхностного упрочнения, такими как термическая, химико-термическая наплавка, напыление, все более широкое

распространение находят технологии с использованием концентрированных источников энергии, например, лазерного луча.

Применяются методы лазерного легирования, предполагающие изменение химического состава поверхностного слоя за счет «вплавления» в обрабатываемую поверхность легирующих компонентов. В этом случае гибкость

технологического процесса обеспечивается как варьированием химического состава поверхностного слоя, так и изменением режимов лазерной обработки.

Поэтому разработка технологий с использованием лазерных источников энергии, направленных на создание поверхностного слоя с высокими эксплуатационными свойствами, является важной прикладной народно-хозяйственной проблемой. Однако технологический процесс лазерной обработки в промышленности не широко применяем. Это объясняется, во-первых, экономическими трудностями предприятия, на которых целесообразно их внедрение, во-вторых, недостаточной изученностью технологии получения покрытий и вопросов их эксплуатационных свойств для различных условий работы.

Особенности строения и структуры чугунов при лазерной закалке

Поскольку при лазерной обработке различные слои нагреваются до разных температур, зоны лазерного воздействия (ЗЛВ) имеют слоистое строение. Рассмотрим строение ЗЛВ после лазерной закалки чугунов. По результатам измерения микротвердости и исследования микроструктуры по глубине ЗЛВ сталей существуют в общем случае три принципиально различных по природе фазовых превращения слоя.

Первый слой – зона оплавления. Слой получают при закалке из расплавленного чугуна. В большинстве случаев слой имеет столбчатое строение, причем кристаллы вытянуты в направлении теплоотвода. Основная структурная составляющая – мартенсит. Карбиды при этом обычно растворяются.

Второй слой – зона закалки из твердой фазы чугуна. Слой получают полной и неполной закалкой. Он отличается большой неоднородностью по глубине: ближе к поверхности – мартенсит и остаточный аустенит, образованные при охлаждении из области го-

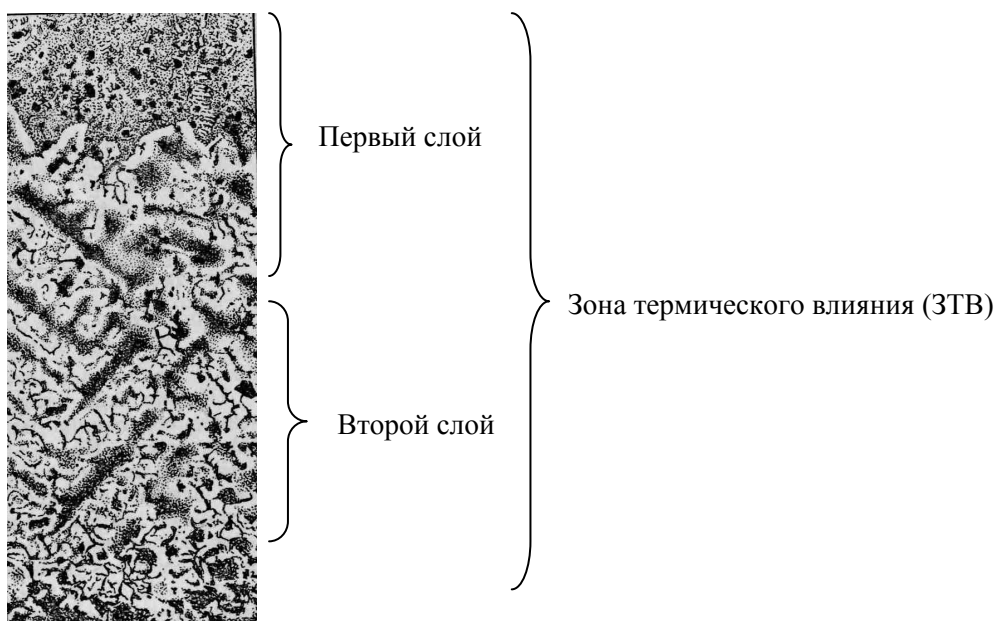
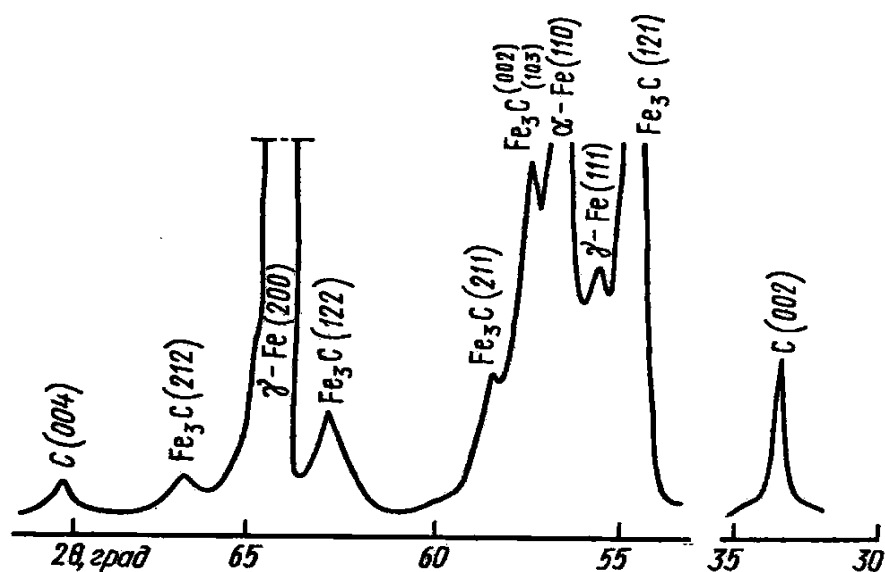
могенного аустенита, ближе к исходному металлу – структуры, полученные из области неомогенного аустенита при охлаждении. В слое, наряду с мартенситом, присутствуют элементы исходной структуры: феррит в доэвтектоидной и цементит в заэвтектоидной стали.

Второй и третий слои образуют зону термического влияния (ЗТВ).

В микроструктуре чугуна после обработки непрерывным CO₂-лазером выделяются зона оплавления и зона закалки из твердой фазы чугуна (рис. 1).

Третий слой – переходная зона (зона отпуска), зона термического влияния. В чугунах слой выявляется редко. Он состоит лишь из зоны закалки из твердой фазы чугуна. При обработке с оплавлением графит растворяется в расплаве и после охлаждения в зоне оплавления (ЗО) формируется структура белого чугуна, т. е. затвердевание идет по метастабильной диаграмме железо–углерод без выделения свободного графита. Высокая скорость охлаждения может приводить к отклонению от общей закономерности кристаллизации белых чугунов.

В доэвтектическом белом чугуне кристаллизация начинается с выделения первичных зерен аустенита, а затем при температуре 1147 °С образуется эвтектика – ледебурит. В структуре ЗО (см. рис. 1) трудно выделить избыточные зерна аустенита; в ней имеется мелкодисперсная смесь аустенита и цементита, имеющая дендритное строение. Очевидно, из-за высокой скорости охлаждения кристаллизация избыточного аустенита подавляется и весь расплав затвердевает квазиэвтектически с образованием квазиледебурита. Квазиэвтектической кристаллизации доэвтектических чугунов способствует выравнивание концентрации кремния в зоне оплавления, а это приводит к смещению эвтектической точки на диаграмме влево (рис. 2).

Рис. 1. Микроструктура чугуна после обработки непрерывным CO_2 -лазером ($\times 300$)Рис. 2. Рентгенограмма зоны оплавления чугуна после обработки непрерывным CO_2 -лазером

На рис. 2 приведена рентгенограмма зоны оплавления серого чугуна после обработки непрерывным CO_2 -лазером. На ней имеются линии $\gamma\text{-Fe}$, Fe_3C , $\alpha\text{-Fe}$ и C . Анализ рентгенограммы показывает, что количество аустенита колеблется в пределах 25...65 %, цемента – 10...45 %, $\alpha\text{-Fe}$ – 5...50 %, причем

с увеличением скорости обработки количество $\alpha\text{-Fe}$ увеличивается, а $\gamma\text{-Fe}$ уменьшается. Наличие $\alpha\text{-Fe}$ в ЗЛВ можно объяснить тем, что аустенит в процессе заковки частично превращается в мартенсит. Присутствие графита в ЗО обусловлено неполным его растворением, а также всплытием из нижних слоев

и образованием включений и пор у самой поверхности. Наличие пор объясняется выделением газа, адсорбированного на графите. Наибольшее их количество образуется при высоких скорости обработки и плотности мощности излучения.

Для уменьшения порообразования в ряде случаев рекомендуется предварительное вакуумирование деталей перед лазерной обработкой, в результате которого уменьшается количество газа, сорбированного графитом, однако оно значительно усложняет процесс. Более простым приемом является понижение плотности мощности излучения и скорости обработки. В этом случае также предотвращается образование трещин – распространенного вида дефектов при

обработке с оплавлением. Но при глубине оплавленного слоя более 0,5 мм трещинообразование в чугунах опять может возрастать даже при малой скорости обработки.

Таким образом, упрочнение чугунов с оплавлением при высоких плотности мощности излучения и скорости обработки не рекомендуется.

Методика исследования

Для термоупрочнения были изготовлены образцы из высокопрочного чугуна ВЧ 50. В табл. 1 представлены два режима лазерной обработки, на рис. 3 – схема лазерной установки, с помощью которой упрочнены образцы.

Табл. 1. Режимы лазерной закалки

Номер образца	V , мм/мин	Плотность мощности, кВт/мм ²	Коэффициент перекрытия	Диаметр пятна, мм
1	50	1,57	0,35	2,5
2	100			

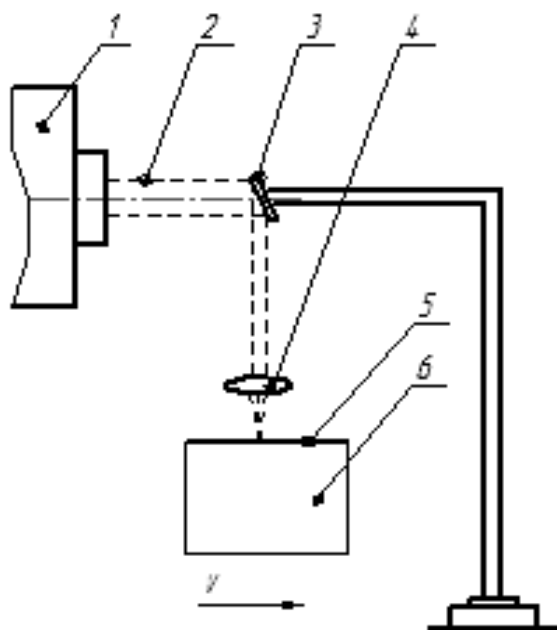


Рис. 3. Схема лазерной установки: 1 – разрядная трубка; 2 – лазерный луч; 3 – поворотная оптика; 4 – фокусирующая оптика; 5 – упрочненная поверхность; 6 – деталь

Большой интерес представляет анализ физико-механических свойств и микроструктуры поверхности на нижней границе зоны оплавления, граничащей с зоной термического влияния, необходимый для оценки износостойких свойств металла в случае изнашивания поверхности, когда износ упрочненной поверхности приближается к критическому предельному состоянию и за этим наступает ускоренный износ металла на участках с пониженными значениями прочностных и износостойких свойств.

Основным физико-механическим свойством упрочненного слоя, определяющим его эксплуатационные харак-

теристики (в первую очередь износостойкость), является микротвердость. Метод определения микротвердости предназначен для оценки твердости очень малых объемов материалов, в частности – и это главное – для оценки твердости отдельных фаз или структурных составляющих сплавов, а также разницы в твердости отдельных участков этих составляющих.

Испытания микротвердости производились при помощи микротвердомера ПМТ-3 методом восстановленного отпечатка по стандартной методике (табл. 2) при величине статической нагрузки $P = 0,981 \text{ Н}$ (100 г).

Табл. 2. Режимы нагружения

Номер образца	Нагрузка P , кН	Скорость V , м/с	Длительность, мин
1 (незакаленный)	6 (9)	1,8	50
2.1 ($V = 50 \text{ мм/мин}$)			
2.2 ($V = 100 \text{ мм/мин}$)			

Процесс изнашивания определяется большим количеством взаимовлияющих факторов, таких как химический и фазовый состав упрочненных слоев, физико-механические характеристики и микротопография поверхностного слоя, контактная нагрузка, скорость и температура в зоне трения и ряд других, связанных с влиянием среды, наличием абразивных частиц и т. д.

Выявление наиболее значимых факторов требует моделирования процесса. На данном этапе проводились испытания экспресс-методами по упрощенным схемам на установке торцового трения: «диск – втулка», «диск – пальчиковые образцы» (рис. 4).

Результаты

Измерения микротвердости проводились на поверхности дорожек лазерной закалки в продольном и поперечном направлениях. На основании

полученных данных были построены графики распределения микротвердости поверхности в продольном и поперечном направлениях (рис. 5 и 6). Одновременно на этих же дорожках были выполнены исследования микроструктуры. Проанализирован характер изменения структурных составляющих поверхности в продольном и поперечном направлениях дорожек термоупрочнения. Было установлено, что распределение микротвердости поперек дорожек повторяет профиль теплофизических условий нагрева и распределения температурных полей и плотности мощности излучения в пятне нагрева. Полученная форма кривых приближенно повторяет форму распределения температур, близкую к гауссовскому. Для такого распределения характерно формирование максимальных значений микротвердости в центре зоны с уменьшением твердости к краям кривой распределения температурных полей.

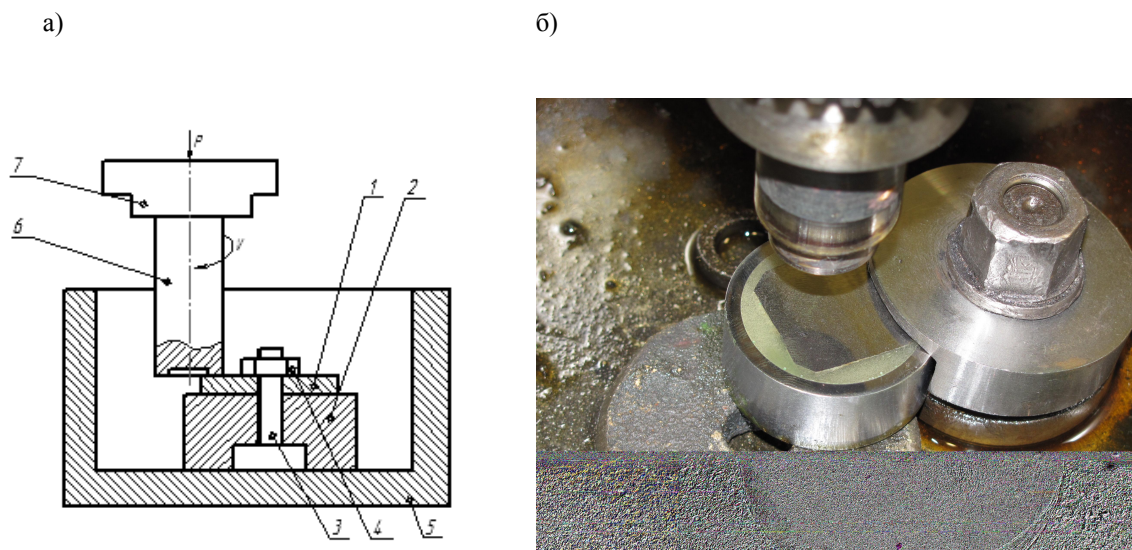


Рис. 4. Схема (а) и фотография (б) установки для проведения испытаний износостойкости образцов: 1 – образец; 2 – подставка; 3 – шпилька; 4 – фиксирующая гайка; 5 – емкость; 6 – контртело; 7 – патрон

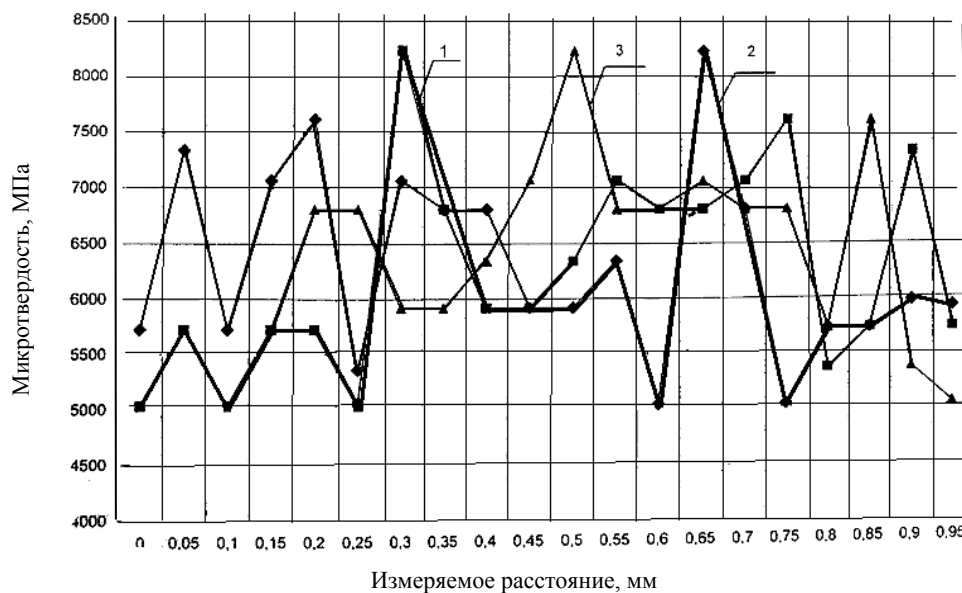


Рис. 5. График распределения микротвердости в продольном направлении: 1 – незакаленный; 2 – $V = 50$ мм/мин; 3 – $V = 100$ мм/мин

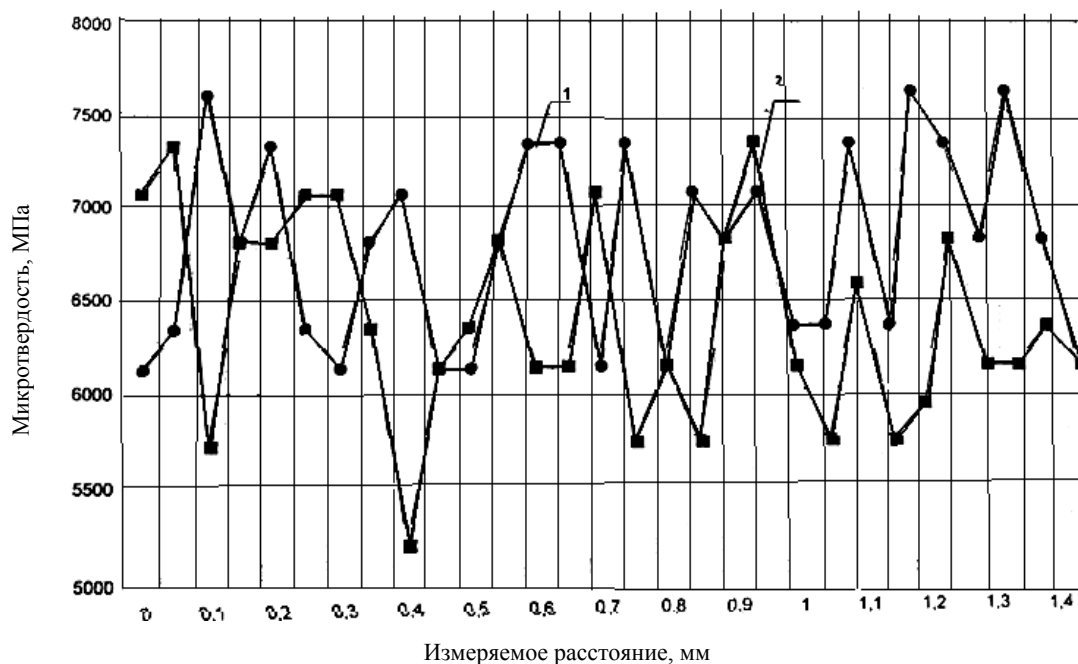


Рис. 6. График распределения микротвердости в поперечном направлении: 1 – $V = 50$ мм/мин; 2 – $V = 100$ мм/мин

Анализ микроструктуры металла на различных участках зон термоупрочнения показывает, что в центральных участках дорожки и ближе к ее краям структура поверхности достаточно однородна, а за пределами дорожки существенно изменяется.

На рис. 6 представлен график распределения микротвердости в поперечном направлении, из которого видно, что при обработке поверхности лазером при скорости $V = 50$ мм/мин наблюдается максимальный скачок микротвердости (7200 МПа) и резкий спад твердости с увеличением глубины проплавления. Возможно, это связано с отпуском соседней закаленной зоны.

Распределение микротвердости по глубине закаленной поверхности представлено на рис. 7.

Проводились испытания на износостойкость (рис. 8). В первом опыте к образцам прикладывалась сила в 6 кН, во втором к аналогичным образцам –

сила в 9 кН. На графиках (рис. 9 и 10) видно, что образец, закаленный при скорости перемещения лазерного луча $V = 100$ мм/мин, сопротивляется износу гораздо большее время, что объясняется его более высокой микротвердостью.

Наиболее перспективными режимами обработки являются режимы закалки поверхности образца № 2.2 из высокопрочного чугуна (см. табл. 2).

Таким образом, анализ микроструктуры металла на различных участках зон термоупрочнения показывает, что в центральных участках дорожки и ближе к ее краям структура поверхности достаточно однородна, а за пределами дорожки существенно изменяется.

Установлено, что при обработке поверхности лазером при скорости $V = 50$ мм/мин наблюдается максимальный скачок микротвердости (7200 МПа) и резкий спад твердости с увеличением глубины проплавления.

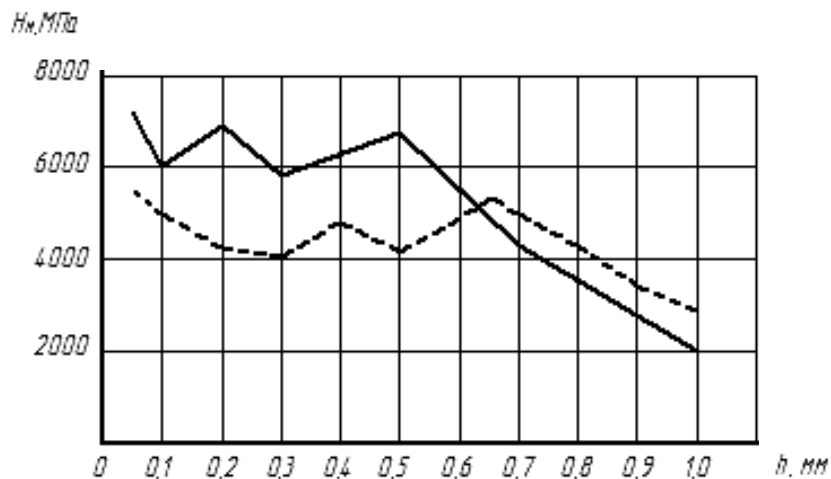


Рис. 7. Распределение микротвердости по глубине закаленной поверхности

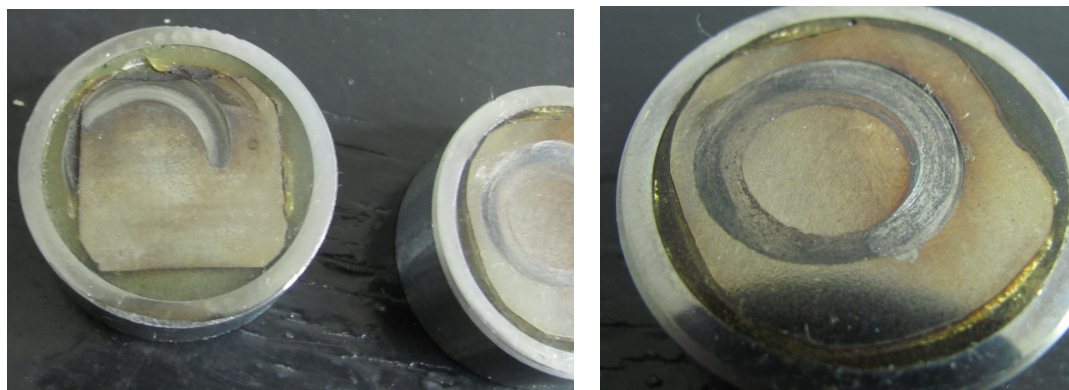


Рис. 8. Фотографии образцов после испытания на износостойкость

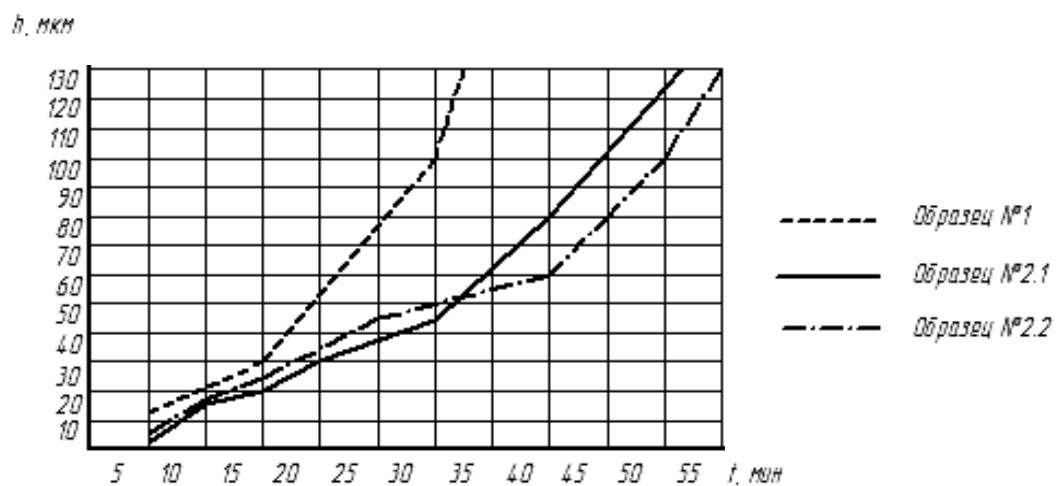


Рис. 9. График изменения износостойкости поверхностей образцов за период времени под действием нагрузки 6 кН

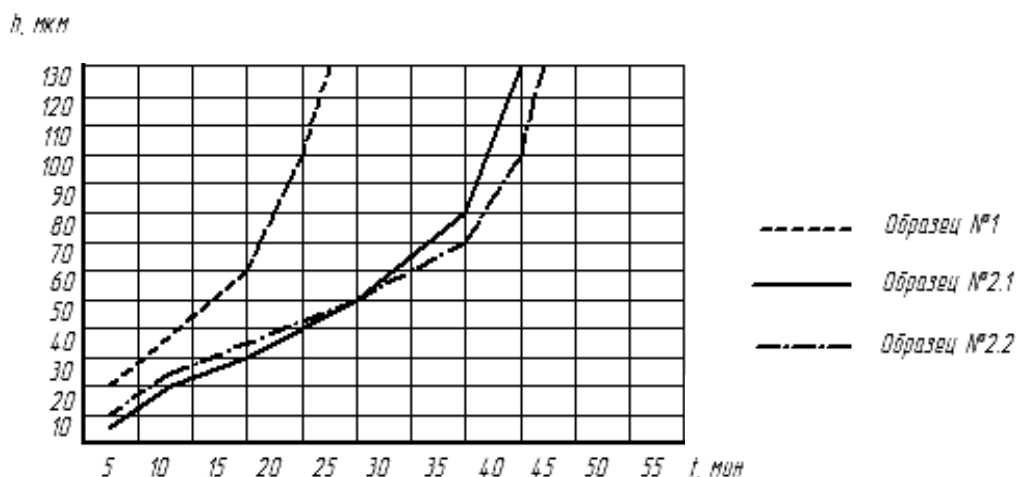


Рис. 10. График изменения износостойкости поверхностей образцов за период времени под действием нагрузки 9 кН

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Григорьянц, А. Г. Методы поверхностной лазерной обработки : учеб. пособие для вузов / А. Г. Григорьянц, А. Н. Сафонов ; под ред. А. Г. Григорьянца. – М. : Высш. шк., 1987. – 191 с. : ил.
2. Григорьянц, А. Г. Основы лазерной обработки материалов / А. Г. Григорьянц. – М. : Машиностроение, 1989. – 304 с. : ил.
3. Ляхович, Л. С. Химико-термическая обработка материалов / Л. С. Ляхович. – Минск : Наука и техника, 1977. – 272 с.
4. Девойно, О. Г. Разработка многоцелевого программного обеспечения для исследований в области материаловедения / О. Г. Девойно, Г. Г. Панич, М. А. Кардаполова // Передовые технологии в производстве материалов и восстановлении изношенных поверхностей : материалы 2-й Междунар. науч.-техн. конф., Минск, 24–25 марта 1997 г. – Минск : БНТУ, 1997. – С. 121–122.
5. Кристаллография, рентгенография и электронная микроскопия / Я. С. Уманский [и др.]. – М. : Металлургия, 1982. – 632 с.
6. Методы исследований материалов: структура, свойства и процессы нанесения неорганических покрытий / Л. И. Тушинский [и др.]. – М. : Мир, 2004. – 384 с. : ил.
7. Зайдель, А. Н. Погрешности измерения физических величин / А. Н. Зайдель. – Л. : Наука, 1985. – 112 с.
8. Спиридонов, Н. В. Плазменные и лазерные методы упрочнения деталей машин / Н. В. Спиридонов, О. С. Кобяков, И. Л. Куприянов ; под ред. В. Н. Чачина. – Минск : Выш. шк., 1988. – 155 с.
9. Мрочек, Ж. А. Прогрессивные технологии восстановления и упрочнения деталей машин / Ж. А. Мрочек, Л. М. Кожуро, И. П. Филонов. – Минск : Технопринт, 2000. – 268 с.

Статья сдана в редакцию 17 января 2013 года

Ольга Николаевна Войтович, ассистент кафедры, Белорусский национальный технический университет. E-mail: tmm@bntu.by.

Игорь Олегович Сокоров, канд. техн. наук, доц., Белорусский национальный технический университет. E-mail: niil_pilt@bntu.by.

Olga Nilolayevna Voitovich, assistant lecturer, Belarusian National Technical University. E-mail: tmm@bntu.by.

Igor Olegovich Sokorov, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian National Technical University. E-mail: niil_pilt@bntu.by.

УДК 629.113

Н. Н. Горбатенко, В. П. Тарасик

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК
ПРОПОРЦИОНАЛЬНОГО РЕДУКЦИОННОГО КЛАПАНА С ЭЛЕКТРОННЫМ
УПРАВЛЕНИЕМ**

UDC 629.113

N. N. Gorbatenko, V. P. Tarasik

**THE EXPERIMENTAL STUDY OF CHARACTERISTICS
OF ELECTRONICALLY-CONTROLLED PROPORTIONAL REDUCING VALVE**

Аннотация

Представлены результаты исследования статических и переходных характеристик пропорционального редукционного клапана с электронным управлением, описание экспериментальной установки, методика проведения экспериментов, результаты испытаний, анализ влияния осцилляции тока управления на параметры функциональных свойств пропорционального клапана, структура и параметры математической модели клапана.

Ключевые слова:

редукционный клапан, пропорциональный электромагнит, электронный блок управления, осцилляция тока управления, гистерезис, время запаздывания, передаточная функция.

Abstract

The results of investigating static and transient characteristics of an electronically-controlled proportional reducing valve are given in this paper; the experimental setup is described; the techniques of performing the experiments and tests results are presented; the analysis of the influence of control current oscillation on the parameters of functional properties of the proportional valve is performed; the structure and parameters of the mathematical model of the valve are determined.

Key words:

reducing valve, proportional electromagnet, electronic control unit, oscillation of the control current, hysteresis, time delay, the transfer function.

Введение

Пропорциональные редукционные клапаны являются устройствами, осуществляющими линейное преобразование электрического сигнала, получаемого от электронного блока управления (ЭБУ), в давление в отводимом потоке рабочей жидкости. Такие клапаны широко применяются в различных областях техники при создании систем дистанционного регулирования давления в гидравлических аппаратах и контурах при помощи электрических сигналов.

Сотрудниками кафедры «Автомобили» Белорусско-Российского университета разработан электрогидравлический исполнительный механизм управления фрикционом гидромеханической передачи, предназначенный для применения в карьерных самосвалах БелАЗ [1, 2]. Он изготовлен по схеме двухкаскадного трехлинейного регулятора давления золотникового типа, его основными составными частями являются пилотный и главный клапаны регулирования давления. В этом механизме

функцию пилотного каскада выполняет пропорциональный редуционный клапан серии FTDRE 2K, изготавливаемый группой компаний «Бош Рэксрот» (Bosch Rexroth AG) [3]. Клапан характеризуется малыми габаритными размерами, небольшим расходом масла, требуемым для управления, и рекомендуется для использования в гидросистемах мобильных машин.

Качество процесса регулирования давления, обеспечиваемое спроектированным электрогидравлическим механизмом, в значительной степени определяется функциональными свойствами пропорционального клапана, которые принято оценивать рядом показателей. Главные из них – время запаздывания, зона нечувствительности, диапазон регулирования давления, коэффициент передачи клапана, гистерезис, степень линейности статической характеристики. Эти показатели необходимы для расчёта и выбора конструктивных параметров дросселирующего золотника главного клапана, настройки электронного блока управления, а также для построения математической модели электрогидравлического механизма. Как правило, показатели функциональных свойств определяют на основе анализа статической и переходной характеристик клапана, получаемых экспериментальным методом как наиболее достоверным.

Авторами проведено экспериментальное исследование установившихся и переходных режимов работы клапана FTDRE 2K. Цель исследования – определение статической и переходной характеристик клапана; оценка влияния осцилляции тока управления на функциональные свойства клапана; выявление эффективных приёмов управления клапаном, позволяющих с высоким быстродействием и точностью формировать необходимые характеристики регулирования давления. Кроме того, ставилась задача идентификации структуры и параметров математической модели пропорционального клапана на основе анализа его переходных характеристик.

Устройство и работа пропорционального редуционного клапана

Пропорциональный редуционный клапан (рис. 1) состоит из пропорционального электромагнита 2 и трехлинейного редуционного клапана с дросселирующим золотником 1, прижатым пружиной 3 к якорю электромагнита. Управление клапаном осуществляется с помощью программируемого электронного блока посредством так называемого ШИМа – регулятора силы тока, работающего на принципе широтно-импульсной модуляции. Максимальный ток управления клапаном составляет 800 мА.

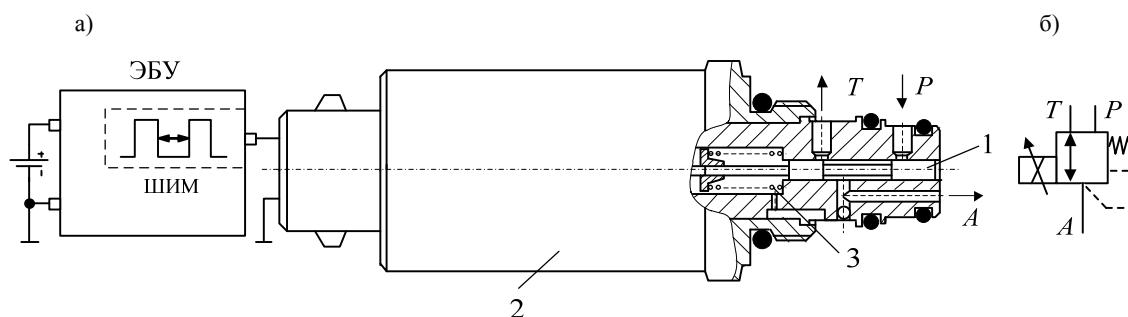


Рис. 1. Пропорциональный редуционный клапан серии FTDRE 2K: а – конструктивная схема; б – условное графическое обозначение

Ток управления, создаваемый электронным блоком, преобразуется электромагнитом в механическое перемещение якоря, а следовательно, и золотника. При этом сила тяги якоря и его перемещение всегда пропорциональны силе тока, протекающего по катушке электромагнита. Вызвано это тем, что тяговая характеристика у пропорционального электромагнита линейна по току и не зависит от величины хода якоря.

В корпусе гидроклапана выполнены два радиальных канала, один из которых соединен с источником давления питания P , а второй – с гидробаком T . Каналы вместе с поясками золотника образуют два дросселирующих окна переменного проходного сечения, площади которых одновременно меняются при перемещении золотника якорем электромагнита.

В обесточенном состоянии электромагнита пружина удерживает золотник относительно корпуса в положении, при котором выходной канал A клапана соединен с гидробаком T , а канал P перекрыт пояском золотника. При подаче тока управления постоянного уровня на обмотку электромагнита золотник перемещается в некоторое равновесное состояние, когда сила тяги, развиваемая якорем, уравновешивается усилием возвратной пружины и силой давления жидкости, действующей на золотник со стороны выходного канала. Из уравнения баланса сил на золотнике можно получить, что

$$p_{\text{пк}} = \frac{k_{\text{т}} i_{\text{эм}} - F_{\text{пр}}}{A_{\text{пз}}}, \quad (1)$$

где $p_{\text{пк}}$ – давление на выходе пропорционального клапана; $i_{\text{эм}}$ – сила тока в катушке электромагнита; $k_{\text{т}}$ – коэффициент пропорциональности между током и силой тяги якоря; $F_{\text{пр}}$ – усилие отжимной пружины; $A_{\text{пз}}$ – площадь золотника.

Анализ уравнения (1) показывает, что давление, создаваемое пропорциональным клапаном, однозначно определяется силой тока, протекающего в катушке электромагнита, и что зависимость $p_{\text{пк}} = f(i_{\text{эм}})$ является линейной.

Если по каким-либо причинам давление на выходе клапана превысит значение, установленное током управления, то баланс сил на золотнике нарушается, и последний перемещается влево, соединяя канал A с гидробаком, что приводит к падению давления и восстановлению баланса сил на золотнике. В результате на выходе клапана снова установится давление, соответствующее заданному току управления.

Описание экспериментальной установки

Для исследования характеристик клапана была собрана экспериментальная установка (рис. 2), состоящая из гидравлического источника энергии, пропорционального редукционного клапана (ПРК), электронного блока управления, комплекта датчиков, системы сбора и отображения сигналов датчиков.

Источник гидравлической энергии, основу которого составляет шестеренный насос, приводимый в действие электродвигателем, обеспечивал подачу масла к пропорциональному клапану с максимальным расходом 40 л/мин и давлением 2500 кПа через фильтр (Φ) с номинальной толщиной фильтрации 10 мкм. Требуемый уровень давления в напорной линии насоса устанавливался вручную путём регулирования преднатяга пружины переливного клапана (ПК) и контролировался манометром (МН). Бак насосной установки был заполнен маслом марки МГЕ 46В. Температура масла в баке регистрировалась термометром (Т). Поток масла, создаваемый (ПК), подавался в замкнутую гидравлическую полость объёмом 0,7436 см³.

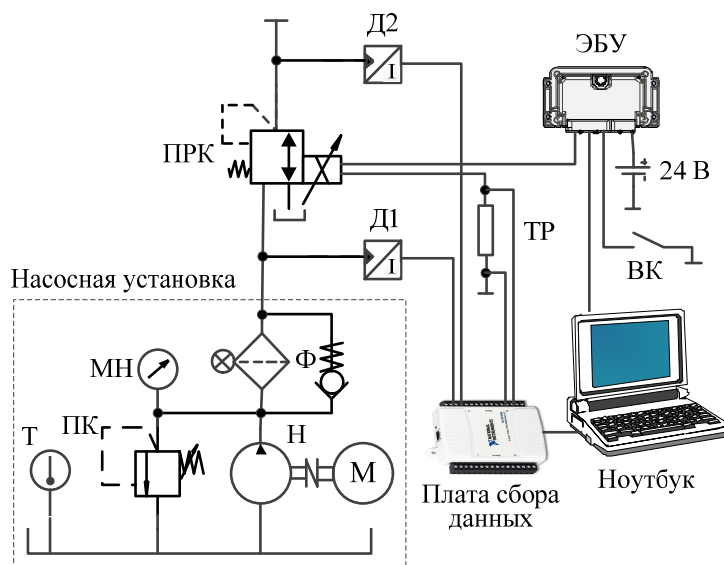


Рис. 2. Схема экспериментальной установки для исследования характеристик пропорционального клапана серии FTDRE 2K

Экспериментальная установка оснащена двумя датчиками давления Д1 и Д2 (марки ИД-И-2,5-1-3-Д компании «Поинт», Беларусь) с токовым унифицированным выходным сигналом 4...20 мА. Один из датчиков установлен на входе, а второй – на выходе пропорционального клапана. Диапазон измерения давления датчиков 0...2500 кПа, предел допускаемой основной погрешности измерения $\pm 0,5\%$. Измерение тока в катушке электромагнита осуществлялось посредством токоизмерительного резистора (ТР) сопротивлением 1 Ом. Сила тока в катушке электромагнита определялась как падение напряжения на этом резисторе. Выключатель (ВК) служит для управления состоянием пропорционального клапана.

Выходные сигналы датчиков регистрировались с помощью USB-устройства сбора данных серии 6009 компании «Нэйшонал Инструментс» (National Instruments). В программном продукте LabVIEW был создан виртуальный прибор, позволяющий конфигурировать устройство сбора данных, считывать выходные сигналы датчиков с частотой 10 кГц, осуществлять их фильтрацию, отображать на экране но-

утбука и записывать в текстовый файл с целью последующей обработки. Для фильтрации высокочастотных составляющих выходных сигналов датчиков давления использовался фильтр Батерворда третьего порядка с частотой среза 30 Гц, а для фильтрации выходного сигнала токоизмерительного резистора – фильтр Батерворда четвертого порядка с частотой среза 100 Гц.

В качестве управляющего устройства пропорционального клапана применялся программируемый ЭБУ серии RC2/2-21 компании «Бош Рэксорт» (Bosch Rexroth AG), имеющий определенный набор входов и выходов для подключения датчиков и пропорциональных клапанов. ЭБУ обрабатывал информацию со входов и создавал электрический сигнал управления на ШИМ-выходе. Несущая частота работы ШИМа составляла 1 кГц.

Программирование электронного блока выполнялось в среде BODAS-design, предназначенной для написания, компиляции и отладки управляющих программ контроллеров серии RC с использованием языков программирования, специфицированных в международном стандарте МЭК 61131-3. Загрузка программы из среды BODAS-design в

память ЭБУ производилась через последовательный интерфейс RS-232. Время одного цикла работы контроллера составляло 0,01 с.

Методика проведения эксперимента

В ходе испытаний регистрировались статические и переходные характеристики клапана.

Статическая характеристика представляет собой зависимость давления на выходе клапана от тока управления при установившемся режиме работы клапана. Точки для её построения определялись на основе анализа характеристики функционирования клапана, полученной при подаче на электромагнит тока управления, ступенчато изменяющегося от 0 до 800 мА и, наоборот, от 800 до 0 мА с шагом 50 мА (рис. 3, а). Для того чтобы клапан после каждого

ступенчатого изменения тока управления успевал достигнуть установившегося состояния, продолжительность каждой ступеньки принималась равной 1 с.

Переходная характеристика является откликом клапана на ступенчатый сигнал управления. Для её получения на вход клапана непрерывно подавались прямоугольные импульсы тока длительностью 1 с (рис. 3, б). Амплитуда импульсов тока варьировалась от 300 до 800 мА с шагом 100 мА.

Также определялась переходная характеристика, отражающая реакцию клапана на кусочно-линейный сигнал управления, свойственный применению клапана в составе электрогидравлического исполнительного механизма. Для получения этой характеристики использовался командный сигнал управления, представленный на рис. 3, в.

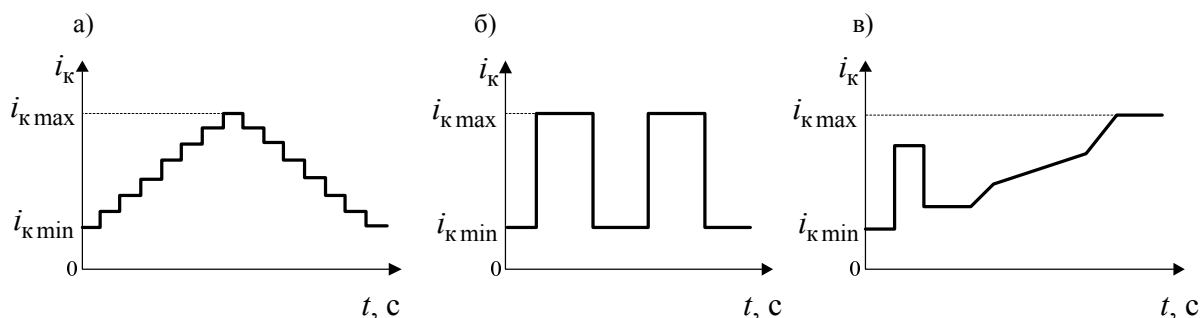


Рис. 3. Характеристики командных сигналов управления клапаном: а – непрерывный ступенчатый сигнал; б – прямоугольные импульсы; в – кусочно-линейный сигнал

Чтобы улучшить функциональные свойства клапана на ток управления, формируемый ШИМом, дополнительно накладывался периодический сигнал тока треугольной формы, амплитуду и частоту которого можно задавать при программировании ЭБУ RC2/2-21. Это делается для того, чтобы золотник клапана осциллировал, т. е. колебался в заданной позиции с малой амплитудой и большой частотой. В таком состоянии между золотником и корпусом начинают действовать силы трения скольжения, значительно меньшие, чем силы

трения покоя, что повышает чувствительность золотника к управляющим сигналам и улучшает стабильность его работы [4].

С целью оценки влияния осцилляции на функциональные свойства клапана регистрация статической и переходной характеристик производилась для двух вариантов управления клапаном: с осцилляцией и без осцилляции тока управления. Частота осцилляций тока в катушке электромагнита устанавливалась равной 166 Гц, а амплитуда – 100 мА.

Во время экспериментов переливной клапан насосной установки был настроен на главное давление $p_{\text{гл}} = 1300$ кПа, температура масла в гидробаке поддерживалась равной (40 ± 5) °С, каждый опыт проводился не менее 3 раз.

Результаты эксперимента и их анализ

На рис. 4 показаны графики изменения тока $i_{\text{эм}}$ в катушке электромагнита, главного давления $p_{\text{гл}}$ и давления $p_{\text{пк}}$ на выходе клапана при воздействии на него непрерывно изменяющегося ступенчатого сигнала управления (см. рис. 3, а). Как видно на графиках, при каждом ступенчатом изменении тока управления нарушалось равновесное состояние клапана, он совершал переходный процесс, по завершении которого давление на выходе клапана стабилизировалось возле некоторого нового значения. В результате обработки полученных осциллограмм были построены статические характеристики клапана, приведенные на рис. 5. Их анализ позволяет сделать следующие выводы:

– рабочий диапазон регулирования давления клапана составляет от 0 до 1285 кПа при изменении тока управле-

ния в интервале от 200 до 650 мА;

– диапазон регулирования давления ограничивается давлением питания клапана. При токе управления электромагнитом от 650 до 800 мА статические характеристики имеют зону насыщения. Это обусловлено тем, что в указанном интервале сила тяги якоря электромагнита превышает силу давления жидкости, действующую на золотник со стороны выходного канала клапана. В результате он занимает положение, когда канал слива перекрыт пояском золотника, а выход клапана напрямую соединен с входом;

– клапан имеет зону нечувствительности, обусловленную положительным перекрытием золотника и канала, связанного с источником давления питания. Пороговое значение силы тока, соответствующее включению клапана в работу, равно 200 мА. В интервале изменения тока от 0 до 200 мА давление на выходе клапана близко к нулю;

– в рабочем диапазоне регулирования давления статическая характеристика клапана является почти линейной с узкой петлей гистерезиса, вызванной трением и зазорами в электромагнитном и гидравлическом элементах клапана.

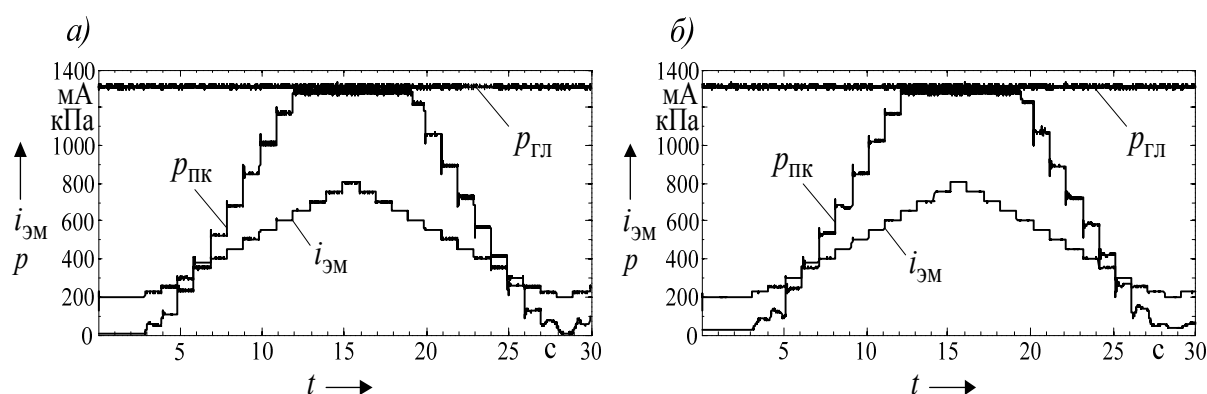


Рис. 4. Характеристики процесса функционирования пропорционального клапана при подаче на электромагнит непрерывного ступенчатого сигнала управления: а – с осцилляцией тока управления; б – без осцилляции тока управления

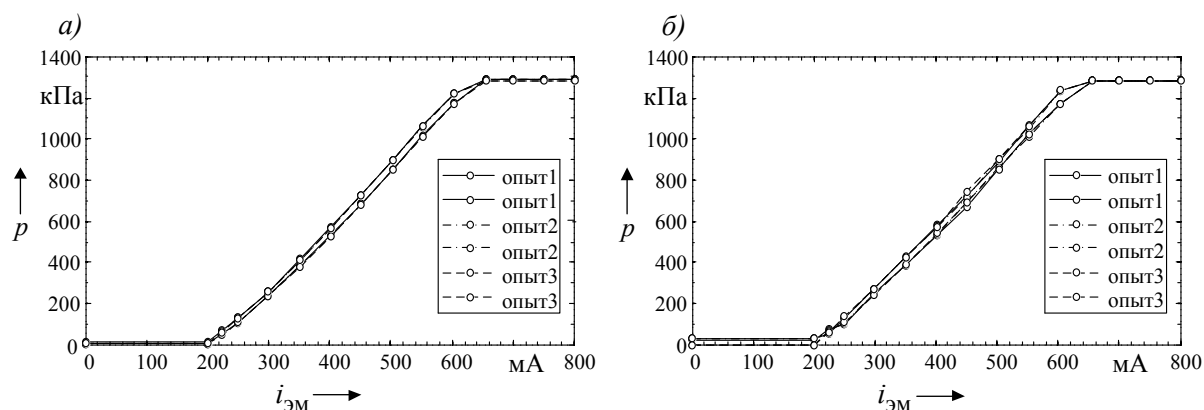


Рис. 5. Статические характеристики пропорционального клапана: а – с осцилляцией тока управления; б – без осцилляции тока управления

Гистерезис определяется делением максимальной разности давления, развиваемого клапаном, при одинаковом значении тока управления на рабочий диапазон регулирования давления. Для случая управления с осцилляцией тока гистерезис статической характеристики равен 3,68 %, а при управлении без осцилляции – 5,33 %.

Введение осцилляции, кроме уменьшения ширины гистерезисной петли, обеспечивает высокую степень повторяемости статических характеристик клапана от одного опыта к другому, повышает точность регулирования давления на установившихся режимах работы клапана. Из сравнения графиков, показанных на рис. 5, следует, что при осцилляции тока управления статические характеристики клапана остаются неизменными в трёх выполненных подряд опытах, а в случае управления без осцилляции они меняются от одного опыта к другому. После завершения переходного процесса давление на выходе клапана при управлении с осцилляцией всегда было постоянным (см. рис. 4, а), а без осцилляции (см. рис. 4, б) оно иногда медленно снижалось (периоды времени 4...5 и 8...9 с) или повышалось (период времени 5...6 с), могли наблюдаться высокочастотные колебания малой амплитуды (период времени 20...21 с).

Из рис. 4 и 5 также видно, что при токе управления 200 мА без осцилляции невозможно обеспечить нулевой уровень давления на выходе клапана.

На рис. 6 показано, как изменяются главное давление $p_{гд}$, давление на выходе клапана $p_{пк}$ и нефильтранный ток $i_{эм}$ в катушке электромагнита во время переходного процесса при обработке клапаном непрерывной последовательности прямоугольных импульсов командного сигнала i_k от начального значения $i_{k\min}$ до максимального значения $i_{k\max} = 500$ мА.

Графики (см. рис. 6) дают представление об особенностях процесса регулирования тока в катушке электромагнита пропорционального клапана. При регулировании без осцилляции (см. рис. 6, а) изменение тока носит пилообразный характер, период следования импульсов тока $T_{шм}$, формируемых ШИМом, составляет 0,001 с. При управлении с осцилляцией на ток, создаваемый ШИМом, дополнительно накладывается сигнал тока треугольной формы с периодом следования $T_{ос} = 0,006$ с. Благодаря этому золотник клапана совершает высокочастотные колебания с небольшой амплитудой вокруг некоторого среднего положения, определяемого командным сигналом.

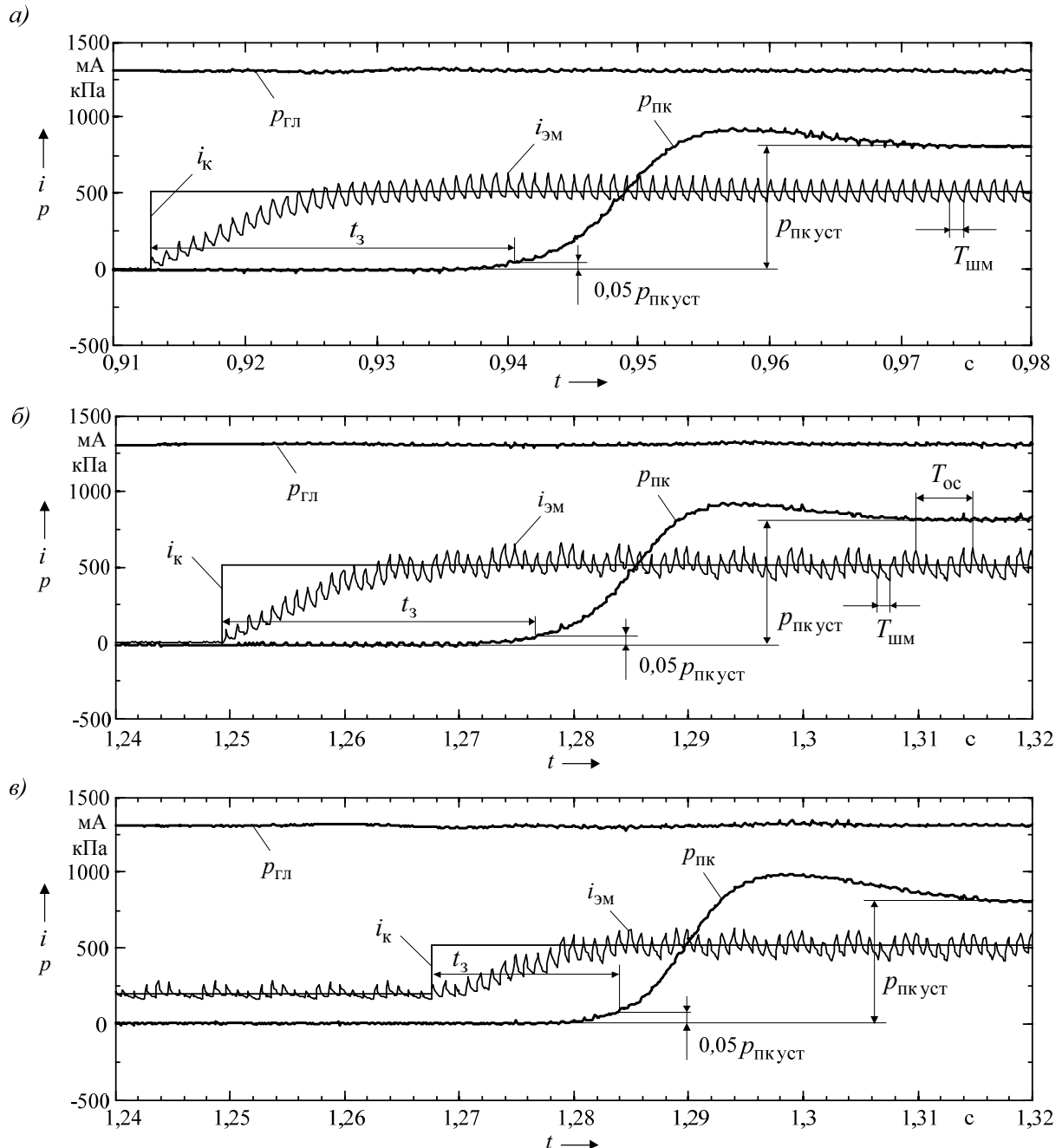


Рис. 6. Переходные характеристики пропорционального клапана при подаче на электромагнит тока управления 500 мА: а – без осцилляции при $i_{\text{к min}} = 0$ мА; б – с осцилляцией при $i_{\text{к min}} = 0$ мА; в – с осцилляцией при $i_{\text{к min}} = 200$ мА

На графиках (см. рис. 6) видно, что процесс изменения давления на выходе пропорционального клапана характеризуется запаздыванием – интервалом времени t_3 между моментом изменения ко-

мандного сигнала $i_{\text{к}}$ и началом подъема давления $p_{\text{ПК}}$. При обработке осциллограмм за точку начала подъема давления принималось значение, равное 5 % от установившегося давления $p_{\text{ПК уст}}$.

В ходе испытаний было исследовано влияние осцилляции тока управле-

ния на задержку срабатывания клапана. Результаты представлены в табл. 1 и 2.

Табл. 1. Задержка срабатывания клапана при $i_{k \min} = 200$ мА

Параметры сигнала управления		Задержка срабатывания клапана t_3 , с	
$i_{k \min}$, мА	$i_{k \max}$, мА	с осцилляцией	без осцилляции
200	300	0,0153	0,0181
200	400	0,0151	0,0152
200	500	0,0148	0,0132
200	600	0,0122	0,0133
200	700	0,0135	0,0132
200	800	0,0133	0,0131

Табл. 2. Задержка срабатывания клапана при $i_{k \min} = 0$ мА

Параметры сигнала управления		Задержка срабатывания клапана t_3 , с	
$i_{k \min}$, мА	$i_{k \max}$, мА	с осцилляцией	без осцилляции
0	300	0,0491	0,0525
0	400	0,0329	0,0336
0	500	0,0274	0,0274
0	600	0,0251	0,0254
0	700	0,0232	0,0239
0	800	0,0226	0,0232

Анализ данных, содержащихся в таблицах, позволяет сделать вывод о том, что на задержку срабатывания клапана осцилляция тока почти не влияет. Задержка срабатывания определяется значением начального уровня сигнала управления $i_{k \min}$. Если в выключенном состоянии клапана (при нулевом давлении на выходе) на катушке электромагнита постоянно поддерживать ток $i_{эм} = 200$ мА, то можно уменьшить время срабатывания клапана в 1,71...3,21 раза при управлении с осцилляцией тока и в 1,77...2,89 раза при управлении без осцилляции по сравнению с вариантами управления, когда подъём тока осуществлялся с нулевого уровня. Это обусловлено тем,

что при подаче на электромагнит тока управления $i_{k \min} = 200$ мА устраняется положительное перекрытие золотника с напорным каналом.

На рис. 7 показан процесс функционирования пропорционального клапана при подаче на его вход кусочно-линейного сигнала управления. Видно, что давление, создаваемое клапаном, меняется прямо пропорционально сигналу управления с высокой точностью и быстродействием.

Идентификация структуры и параметров математической модели клапана

Для идентификации структуры и параметров математической модели

клапана использовался метод передаточных функций [5]. Сущность метода заключается в выборе такой структуры передаточной функции, чтобы постро-

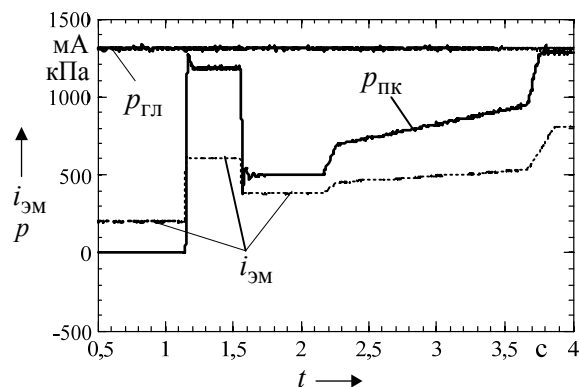


Рис. 7. Характеристики функционирования клапана при кусочно-линейном сигнале управления

На рис. 8 изображена переходная характеристика клапана при ступенчатом изменении командного тока i_k от 0 до 500 мА. Видно, что подъём давления $p_{пк}$ на выходе клапана начался с временной задержкой $\tau = 0,0132$ с после подачи командного сигнала, а давление в переходном процессе совершает затухающие колебания. Исходя из данных предпосылок, передаточную функцию пропорционального клапана можно представить в виде произведения двух динамических звеньев – колебательного звена и звена запаздывания:

$$W(s) = \frac{p_{пк}(s)}{i_k(s)} = \frac{k}{T^2 s^2 + 2\xi Ts + 1} e^{-\tau s}, \quad (2)$$

где $W(s)$ – передаточная функция клапана; $p_{пк}(s)$ – изображение по Лапласу давления на выходе клапана; $i_k(s)$ – изображение по Лапласу командного сигнала; s – переменная Лапласа; k – коэффициент передачи клапана; T – постоянная времени клапана; ξ – коэффициент относительного демпфирования клапана; τ – задержка срабатыва-

ющая с её использованием переходная характеристика клапана как можно точнее совпадала с экспериментальными данными.

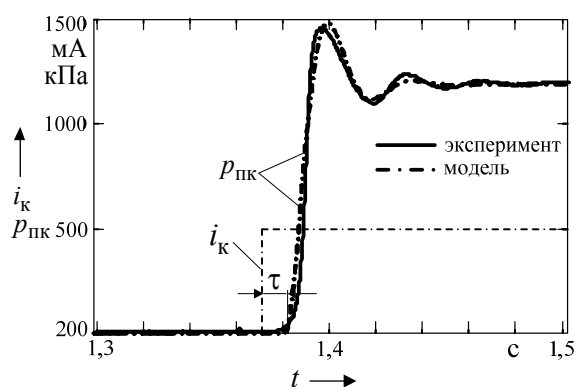


Рис. 8. Переходная характеристика клапана

ния клапана.

Определение параметров передаточной функции проводилось в среде Matlab с помощью пакета программ ident, предназначенного для построения математических моделей динамических систем на основе результатов измерения их входных и выходных сигналов. Получены следующие значения параметров модели: $k = 1,9824 \cdot 10^6$ Па/А; $T = 0,0053867$ с; $\xi = 0,40562$. Переходная характеристика пропорционального клапана, построенная с помощью передаточной функции, совпадает с экспериментальными данными (см. рис. 8), следовательно, предложенная модель адекватно описывает реальный процесс функционирования клапана при заданном управляющем воздействии.

Заключение

В ходе работы выполнено следующее.

1. Создан стенд для исследования характеристик пропорциональных редукционных клапанов, состоящий из гидравлического источника энергии,

электронного блока управления, комплекта датчиков, системы сбора и отображения сигналов датчиков.

2. Определены статические и переходные характеристики пропорционального клапана серии FTDRE 2K в широком диапазоне управляющих воздействий. Установлено, что:

- рабочий диапазон регулирования давления клапана составляет от 0 до 1285 кПа при изменении тока управления в интервале от 200 до 650 мА;

- диапазон регулирования давления ограничивается давлением питания клапана. При токе управления электромагнитом от 650 до 800 мА статические характеристики имеют зону насыщения, обусловленную положительным перекрытием золотника и канала, связанного с источником давления питания;

- пороговое значение силы тока, соответствующее включению кла-

пана в работу, равно 200 мА. В интервале изменения тока от 0 до 200 мА давление на выходе клапана близко к нулю;

- в рабочем диапазоне регулирования давления статическая характеристика клапана является линейной с узкой петлёй гистерезиса.

3. С целью уменьшения времени срабатывания целесообразно в неактивном состоянии клапана, т. е. когда он не регулирует давление, всегда удерживать в катушке ток управления, равный 200 мА.

4. Идентифицирована структура и определены параметры математической модели пропорционального клапана. Установлено, что модель клапана может быть представлена в виде произведения передаточных функций двух звеньев – колебательного звена и звена запаздывания. Предложенная модель адекватно описывает реальный процесс функционирования клапана при заданном управляющем воздействии.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Мехатронная система автоматического управления гидромеханической передачей карьерных самосвалов БелАЗ / В. П. Тарасик [и др.] // Грузовик. Строительно-дорожные машины, автобус, троллейбус, трамвай. – 2011. – № 2. – С. 2–11.
2. Диагностирование гидромеханических передач мобильных машин / Н. Н. Горбатенко [и др.] ; под общ. ред. д-ра техн. наук, проф. В. П. Тарасика. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2010. – 511 с. : ил.
3. Proportional pressure reducing valve Type FTDRE 2K [Электронный ресурс]. – Режим доступа : <http://www.boschrexroth.com/mobile-hydraulics-catalog>. – Дата доступа : 21.03.2013.
4. Наземцев, А. С. Пневматические приводы и системы. Ч. 2 : Гидравлические приводы и системы / А. С. Наземцев, Д. Е. Рыбальченко. – М. : ФОРУМ, 2007. – 304 с.
5. Дейч, А. М. Методы идентификации динамических объектов / А. М. Дейч. – М. : Энергия, 1979. – 240 с.

Статья сдана в редакцию 25 марта 2013 года

Николай Николаевич Горбатенко, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. Тел.: 8-0222-25-36-45.

Владимир Петрович Тарасик, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет. Тел.: 8-0222-25-36-45.

Nikolai Nikolayevich Gorbatenko, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University. Tel.: 8-0222-25-36-45.

Vladimir Petrovich Tarasik, DSc (Engineering), Prof., Belarusian-Russian University. Tel.: 8-0222-25-36-45.

УДК 621.831.01

А. М. Даньков, М. Э. Подымако, А. З. Иоффе, С. А. Дорошков

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОЦЕНКИ ВЛИЯНИЯ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ЦЕНТРАЛЬНОГО ЗУБЧАТОГО КОЛЕСА НА КИНЕМАТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПЛАНЕТАРНОЙ ПЛАВНОРЕГУЛИРУЕМОЙ ПЕРЕДАЧИ

UDC 621.831.01

A. M. Dankov, M. E. Podymako, A. Z. Ioffe, S. A. Doroshkov

THEORETICAL ASSESSMENTS OF THE EFFECT OF GEOMETRICAL PARAMETERS OF THE CENTRAL GEAR ON KINEMATIC CHARACTERISTICS OF PLANETARY CONTINUOUSLY ADJUSTABLE GEARING

Аннотация

Представлены результаты исследования аналитических зависимостей для синтеза и анализа центрального зубчатого колеса планетарной плавнорегулируемой передачи при варьировании наиболее значимых его параметров в оптимальных диапазонах их изменения, отражающие характер взаимосвязей между параметрами планетарной передачи и степень влияния на эти связи других значимых параметров.

Ключевые слова:

планетарная плавнорегулируемая передача, кинематика, геометрические параметры, центральное зубчатое колесо.

Abstract

The paper presents the results of research on dependencies for synthesis and analysis of the central gear of a planetary continuously adjustable gearing with the most significant parameters of the central gear being varied in the optimum ranges of their change, which reflect the nature of relationships between parameters of the planetary gearing and the extent of influence of other significant parameters upon this correlation.

Key words:

planetary continuously adjustable gearing, kinematics, geometrical parameters, central gear.

Приведенные в [1] решения задач синтеза и анализа центрального зубчатого колеса представляют собой алгоритмы определения его максимального числа $Z_{\max}$ зубьев при заданном минимальном числе зубьев $Z_{\min}$ и числе секторов i_s в двух силовых потоках (при синтезе) и его минимально возможного числа зубьев $Z_{\min}$ при заданном модуле зацепления m , максимальном числе зубьев $Z_{\max}$, числе зубчатых секторов i_s , значении коэффициента ε_s перекрытия секторов составного центрального зубчатого колеса (при анализе) (рис. 1).

На рис. 2...4 представлены результаты исследования аналитических зависимостей для синтеза центрального зубчатого колеса со следующими параметрами варьирования и диапазонами их изменения:

– число зубьев сателлита
 $Z_{\text{sat}} = 18 \dots 30$;

– коэффициент перекрытия секторов (отношение суммы чисел зубьев всех секторов к максимальному условному числу зубьев центрального зубчатого колеса) $\varepsilon_s = 0,8 \dots 1,2$;

– число зубчатых секторов
 $i_s = 4 \dots 8$;

– разность между числом зубьев сателлита и условным минимальным

числом зубьев составного центрального зубчатого колеса $\Delta_z = 1 \dots 5$.

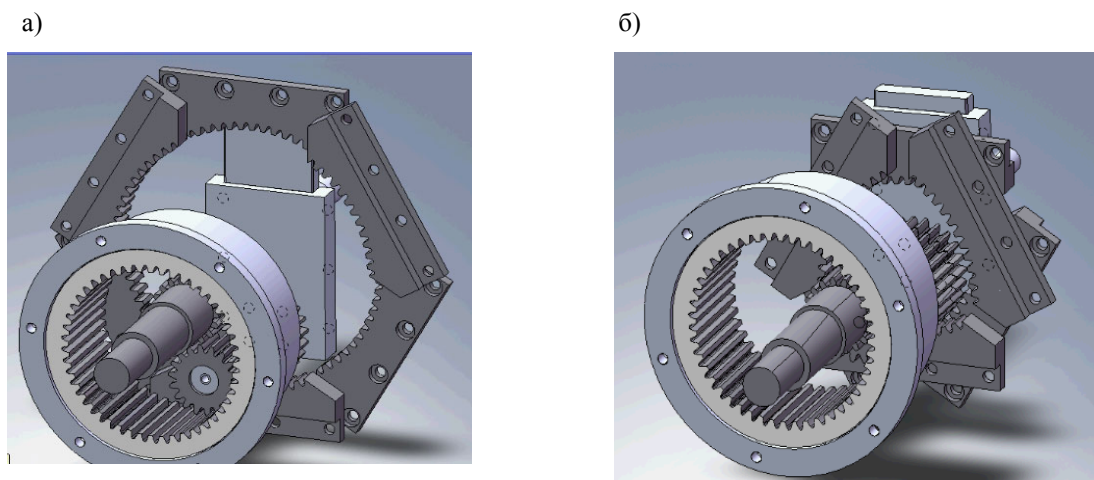


Рис. 1. Схема планетарной плавнорегулируемой передачи: а – центральное зубчатое колесо имеет максимальное число зубьев $Z_{\max}$; б – центральное зубчатое колесо имеет минимальное число зубьев $Z_{\min}$

Приведенные на рисунках графики отражают только характер зависимостей между параметрами планетарной передачи и степень влияния на эти зависимости других значимых параметров.

Так, число зубчатых секторов центрального зубчатого колеса планетарной плавнорегулируемой передачи является ее основополагающим конструктивным параметром, в значительной мере определяющим ее кинематические параметры, для констатации чего достаточно конструктивного анализа: количество секторов центрального зубчатого колеса определяет число пересопрежений сателлита с секторами различных силовых потоков при работе передачи как главного источника ее кинематической погрешности. При минимально возможном числе зубчатых секторов $i_s = 4$ (см. рис. 2, а) передача будет иметь минимальные габариты и кинематические возможности, причем габариты передачи будут расти при уменьшении коэффициента торцового перекрытия секторов (последняя констатация характерна для любого i_s). При $i_s = 8$, представляющимся верхним пределом количества секторов из-за чрезмерного конструк-

тивного усложнения передачи, габариты компоновочные и нагрузочные (определяемые числом зубьев сателлита), а также кинематические возможности передачи максимальны. Исходя же из экспериментальных проверок планетарной плавнорегулируемой передачи наиболее приемлемым представляется суммарное в двух силовых потоках число зубчатых секторов $i_s = 6$.

Кинематические возможности (передаточное отношение и диапазон его регулирования) планетарной плавнорегулируемой передачи будут в первую очередь определяться обеспечиваемой разностью Δ_z чисел зубьев центрального зубчатого колеса и сателлита. Максимальными (при прочих равных условиях) они будут при $\Delta_z = 1$. В таком случае при фиксированном значении коэффициента торцового перекрытия секторов центрального зубчатого колеса максимальное число зубьев, а следовательно, возможности передачи как мультипликатора и ее габариты будут зависеть от числа зубьев сателлита, которое определяет в соответствии с методикой прочностного расчета эвольвентных зубчатых передач нагрузочную способ-

ность передачи. Графики (см. рис. 2, а) подтверждают это, причем увеличение максимального числа зубьев централь-

ного зубчатого колеса интенсифицируется по мере увеличения числа секторов центрального зубчатого колеса.

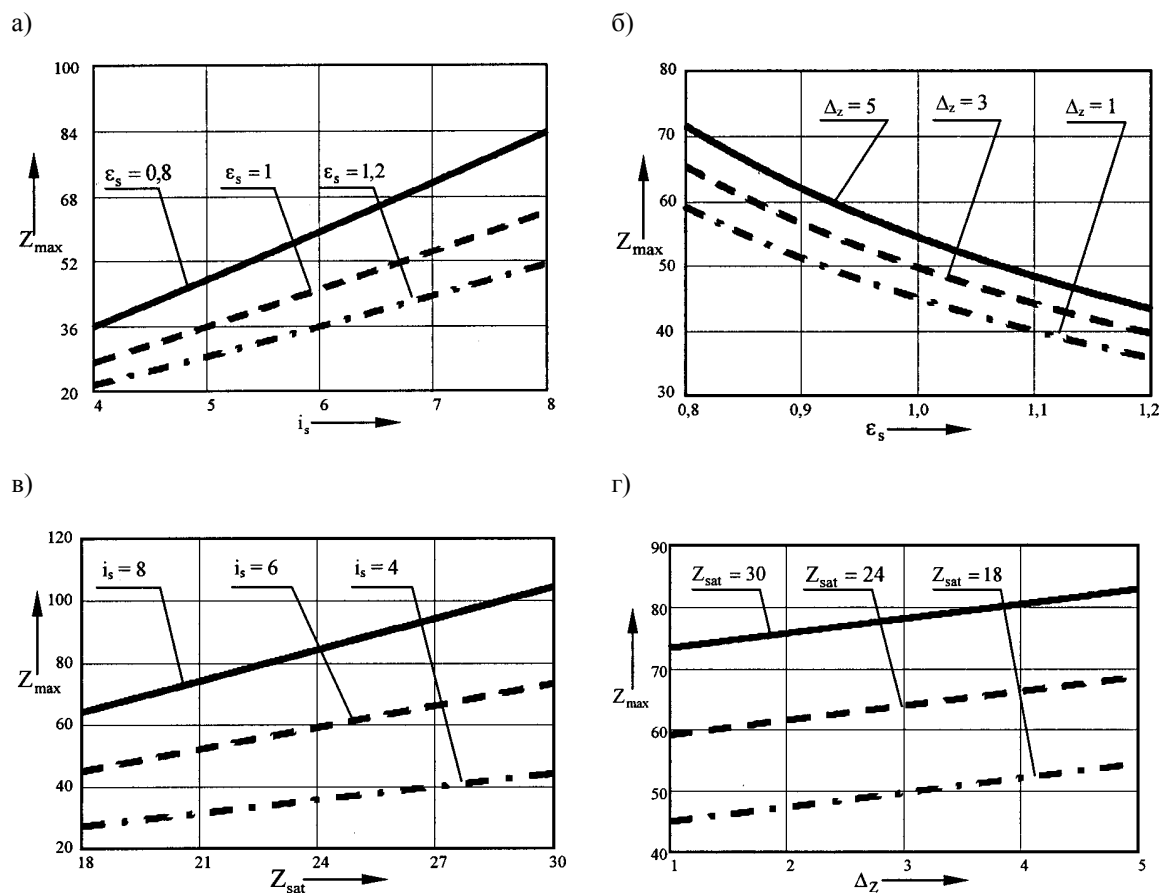


Рис. 2. Зависимость максимального числа зубьев центрального зубчатого колеса: а – от числа секторов (при $Z_{\text{sat}} = 3$, $\Delta_z = 3$); б – от коэффициента торцового перекрытия секторов (при $i_s = 6$, $Z_{\text{sat}} = 18$); в – от числа зубьев сателлита (при $\epsilon_s = 1$, $\Delta_z = 1$); г – от разности чисел зубьев центрального колеса и сателлита (при $\epsilon_s = 6$, $i_s = 1$)

При выполнении классической двухколесной планетарной передачи с разностью чисел зубьев зубчатых колес, равной 1, сталкиваются с определенными, прежде всего технологическими, трудностями, способными отрицательно влиять на нагрузочную способность передачи. И простейший анализ, и опытная проверка свидетельствуют, что при выполнении планетарной плавнорегулируемой передачи эти трудности отсутствуют благодаря особенностям конструкции. Поэтому в плавнорегулируемой передаче влияние указанной разности чисел зубьев на основные параметры может быть оценено во всем эффек-

тивном диапазоне значений. Из анализа графиков (см. рис. 2, а) следует, что максимальное число зубьев центрального зубчатого колеса увеличивается пропорционально разности чисел зубьев Δ_z и, в свою очередь, пропорционально числу секторов центрального зубчатого колеса.

Коэффициент торцового перекрытия ϵ_s секторов центрального зубчатого колеса при значениях меньше единицы определяет величину «зазора» между крайними зубьями зубчатых секторов при числе зубьев центрального зубчатого колеса, равном $Z_{\max}$, который может быть перекрыт за счет неправильного

зацепления (включающего фазы кромочного зацепления) зубьев секторов с зубьями сателлита. Значения $\varepsilon_s > 1$ ярко выраженного физического смысла не имеют, т. к. почти не оказывают влияния на эксплуатационные характеристики (плавность) передачи, а только определяют число «неиспользуемых» в процессе функционирования передачи зубьев. Поэтому принимать при проектировании планетарной плавнорегулируемой передачи значения $\varepsilon_s > 1,2$ нецелесообразно.

Из анализа графиков (см. рис. 2, б) следует, что увеличение ε_s до рекомендуемого максимального значения ($\varepsilon_s = 1,2$) ведет к уменьшению числа зубьев центрального зубчатого колеса. Усилению этой тенденции способствует уменьшение числа секторов центрального зубчатого колеса, что не стимулирует отступления от вышеприведенной рекомендации по выбору числа секторов ($i_s = 6$).

Число зубьев сателлита (при выбранном модуле зацепления), наряду с шириной его зубчатого венца, определяет контактную прочность планетарных плавнорегулируемых передач, при проектировании которых также следует найти оптимальное конструктивное решение, являющееся компромиссом между габаритными размерами и нагрузочной способностью передачи. Графики (см. рис. 2, б) облегчают этот процесс, наглядно демонстрируя, что увеличение числа зубьев сателлита (нагрузочной способности передачи) ведет к неизбежному росту габаритов передачи, частично компенсируемому повышением коэффициента торцового перекрытия секторов, способствуют принятию первоначальных оценок параметров проектируемой передачи, подлежащих уточнению в ходе ее создания.

Полученные ранее результаты исследования аналитических зависимостей для синтеза центрального зубчатого колеса однозначно свидетельствова-

ли о положительном влиянии коэффициента торцового перекрытия секторов на габариты проектируемой передачи при изменении характеристик центрального зубчатого колеса. Приведенные на рис. 2, б графики подтверждают отмеченную тенденцию, одновременно свидетельствуя об увеличении максимального числа зубьев центрального зубчатого колеса при росте значения разности чисел зубьев последнего и сателлита. Интерес для проектанта и исследователя подобных передач представляет интенсивность влияния вышеуказанных факторов на конечный результат, прежде всего габаритных размеров передачи, имеющих, с учетом возможной области применения этих передач, немаловажное, если не первостепенное, значение.

Следует также обратить внимание на оценки влияния параметров сателлита на характеристики передачи. Минимальное число зубьев сателлита в планетарной плавнорегулируемой передаче определяется не формой зуба (отсутствием подрезания), а двухпоточной конструкцией сателлита и используемого при этом компенсатора. Из анализа графиков (см. рис. 2, в) следует, что необоснованно увеличивать число зубьев сателлита не следует, т. к. растут максимальное число зубьев центрального зубчатого колеса и габариты передачи. Необходимо отметить, что и в этом случае сохраняется характер влияния коэффициента торцового перекрытия – при его увеличении максимальное число зубьев центрального зубчатого колеса уменьшается.

Характер влияния сохраняется и при изменении числа секторов этого колеса. Это подтверждается графиками (см. рис. 2, в) – увеличение конструктивных параметров сателлита и центрального зубчатого колеса приводит прежде всего к увеличению габаритов передачи.

Влияние изменения числа зубьев сателлита на максимальное число зубьев центрального зубчатого колеса ста-

новится более интенсивным при изменении разности чисел зубьев центрального зубчатого колеса и сателлита, как это следует из графиков на рис. 2, в.

Графики на рис. 2, г свидетельствуют о неизменности характера влияния увеличения разности чисел зубьев сателлита и центрального зубчатого колеса на максимальное число зубьев центрального зубчатого колеса, интенсивность которого изменяется при различных значениях коэффициента торцового перекрытия секторов, числа секторов центрального зубчатого колеса и числа зубьев сателлита.

Результаты исследования аналитических зависимостей для анализа центрального зубчатого колеса передачи представлены ниже. При заданных параметрах зубчатого колеса-заготовки для изготовления секторов центрального зубчатого колеса его минимально достижимое число $Z_{\min}$ зубьев будет определять преобразующую способность передачи при работе в режиме редуктора, не характеризуя нагрузочную способность передачи, т. к. приведенный радиус кривизны зависит, наряду с числом зубьев сателлита, от максимального числа $Z_{\max}$ зубьев центрального зубчатого колеса (число зубьев колеса-заготовки). Поскольку в проектируемой передаче по тем или иным соображениям принимаются конкретные значения параметров, в различной степени определяющих эксплуатационные характеристики передачи, необходимо установить характер и интенсивность их влияния.

Если увеличение в приемлемом диапазоне значений коэффициента торцового перекрытия ε_s зубчатых секторов центрального зубчатого колеса способствовало уменьшению его максимального числа зубьев, то характер влияния этого увеличения на его минимальное число зубьев носит обратный характер, уменьшая тем самым преобразующую способность передачи. Особенно сильно это проявляется при фик-

сированном максимальном числе зубьев и числе зубчатых секторов центрального зубчатого колеса $i_s = 8$ и $\varepsilon_s = 1,2$ (см. рис. 3, а). При $\varepsilon_s = 0,8$ и $i_s = 8$ минимальное число зубьев центрального зубчатого колеса опускается в область гипотетических значений.

С увеличением размеров зубчатого колеса-заготовки (графики на рис. 3, а) минимально достижимое число зубьев центрального зубчатого колеса также растет, причем этот рост интенсифицируется с увеличением ε_s .

При максимальном числе секторов центрального зубчатого колеса $i_s = 8$ даже при значении коэффициента торцового перекрытия $\varepsilon_s = 1,2$ (графики на рис. 3, б) минимальное число зубьев центрального зубчатого колеса устремляется в область гипотетических значений, не позволяющих спроектировать двухпоточный сателлит с удовлетворительно работающим компенсатором.

Аналогично в область неудовлетворительных по компоновочным соображениям значений $Z_{\min}$ (графики на рис. 3, б) попадают центральные зубчатые колеса, заготовки которых имеют близкие к предельным значения $Z_{\max} = 80$ при числе зубчатых секторов $i_s = 8$.

Как отмечалось, $Z_{\min}$ растет с увеличением числа зубьев $Z_{\max}$ колеса-заготовки для изготовления зубчатых секторов. Эта тенденция подтверждается и графиками (см. рис. 3, в), из анализа которых следует, что значения $Z_{\max}$, близкие к 40, являются неприемлемыми по конструктивным соображениям (особенно при $\varepsilon_s = 0,8$). При числе зубчатых секторов центрального зубчатого колеса $i_s = 4$ приемлемые значения $Z_{\min}$ достигаются даже при числе зубьев колеса-заготовки $Z_{\max} = 40$. С увеличением i_s до 8 (см. рис. 3, в) приемлемые значения $Z_{\min}$ получаются только при значениях $Z_{\max}$, близких к 70.

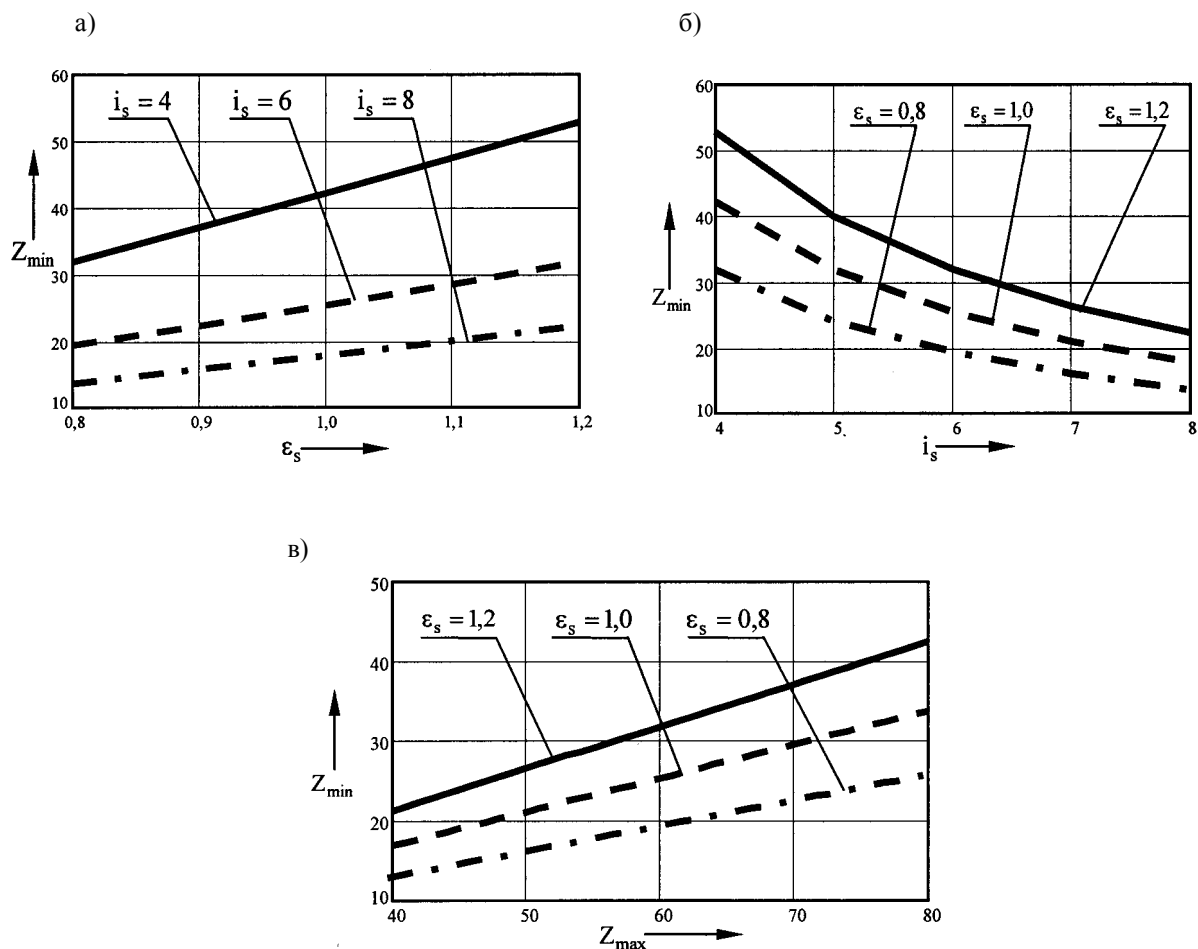


Рис. 3. Зависимость минимального числа зубьев центрального зубчатого колеса: а – от коэффициента торцового перекрытия секторов (при $Z_{\max} = 60$); б – от числа секторов (при $Z_{\max} = 60$); в – от максимального числа зубьев центрального зубчатого колеса (при $i_s = 6$)

Общеизвестно, что главной кинематической характеристикой любой плавнорегулируемой передачи является диапазон регулирования, расширение которого желательно почти во всех случаях ее применения. В планетарной плавнорегулируемой передаче, для которой значения диапазона регулирования $D = 15 \dots 20$ – норма, значения D уменьшаются с увеличением коэффициента торцового перекрытия секторов центрального зубчатого колеса и тем скорее, чем меньше число его секторов (графики на рис. 4, а).

Графики (см. рис. 4, а), на которых иллюстрируется уменьшение значений диапазона регулирования при увеличе-

нии коэффициента торцового перекрытия секторов центрального зубчатого колеса, ускоряющееся с ростом числа зубьев колеса-заготовки, подтверждают полученные результаты исследования аналитических зависимостей для анализа центрального зубчатого колеса.

Известно, что наибольшая преобразующая способность двухколесной планетарной передачи достигается при разности чисел зубьев зубчатых колес, равной 1. Это подтверждается и графиками на рис. 4, а, на которых отражено резкое падение значений диапазона регулирования при увеличении этой разности, причем влияет также рост коэффициента торцового перекрытия секторов.

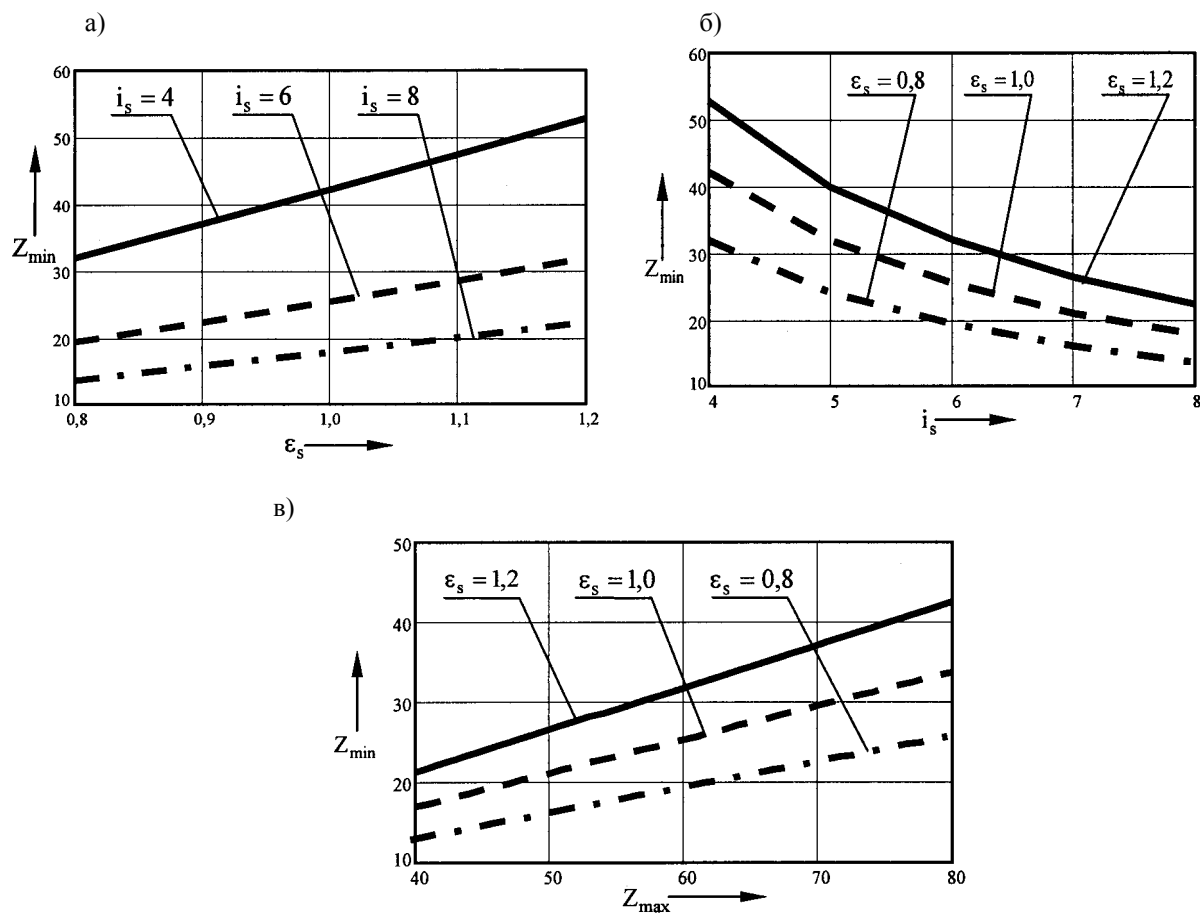


Рис. 4. Зависимость диапазона регулирования планетарной плавнорегулируемой передачи: а – от коэффициента торцового перекрытия секторов центрального зубчатого колеса (при $Z_{\max} = 60$); б – от числа секторов центрального зубчатого колеса (при $Z_{\max} = 60$); в – от максимального числа зубьев центрального зубчатого колеса (при $i_s = 6$)

Интерес представляет и нелинейный характер влияния количества зубчатых секторов центрального зубчатого колеса на величину диапазона регулирования, который увеличивается с ростом числа секторов. Наибольшие значения диапазона регулирования достигаются при коэффициенте торцового перекрытия $\epsilon_s = 0,8$ (см. рис. 4, б).

Как видно на графиках (см. рис. 4, б), рост количества секторов центрального зубчатого колеса при различных значениях числа зубьев колеса-заготовки положительно влияет на величину диапазона регулирования (он увеличивается), особенно при $Z_{\max} = 80$, только при отсутствии ограничений габаритов передачи.

Значительное влияние на величину

диапазона регулирования передачи (см. рис. 4, б) оказывает разность чисел зубьев центрального зубчатого колеса и сателлита. При разности, равной 1, значения диапазона регулирования превышают 40, но для этого необходимо чрезмерно усложнить конструкцию центрального зубчатого колеса, увеличив число его секторов до 8.

На величину диапазона регулирования также влияет число зубьев колеса-заготовки (см. рис. 4, в). При его малых значениях ($Z_{\max} = 40$) диапазон регулирования принимает значения от 4,5 (при $\epsilon_s = 1,2$) до 10 (при $\epsilon_s = 0,8$), т. е. находится в интервале значений, актуальных для автомобильных трансмиссий при приемлемых габаритных размерах. С увеличением числа зубьев коле-

са-заготовки до 80 диапазон регулирования может доходить до 18 при $\varepsilon_s = 0,8$. Отрабатывая при проектировании планетарных плавнорегулируемых передач диапазон регулирования, следует помнить, что при максимальном числе зубьев центрального зубчатого колеса, не превышающем двукратное число зубьев сателлита, диапазон регулирования находится в зоне редуцирования, а при больших значениях максимального числа зубьев диапазон регулирования растет за счет расширения зоны мультипликации.

Диапазон регулирования передаточного отношения, помимо числа зубьев колеса-заготовки, как видно из рис. 4, в, определяется также числом секторов центрального зубчатого колеса, принимая наибольшие значения при числе секторов $i_s = 6 \dots 8$ (первое значение является предпочтительным по компоновочным соображениям).

Кроме того, диапазон регулирования плавнорегулируемой передачи растет с увеличением ее преобразующей способности, в первую очередь зависящей от разности чисел зубьев центрального зубчатого колеса и сателлита (см. рис. 4, в). При разности $\Delta_Z = 1$ диапазон регулирования в интервале приемлемых значений $Z_{\max}$ изменяется в пределах $D = 24 \dots 47$. При увеличении Δ_Z до 3 значения диапазона регулирования уменьшаются более, чем в 2 раза.

При варьировании разности чисел зубьев центрального зубчатого колеса и сателлита диапазон регулирования изменяется по нелинейному закону (см. рис. 4, в), значительно (примерно в 4 раза) уменьшаясь при $\Delta_Z = 5$, что может влиять на проектирование конкретных передач. При этом изменение коэффициента торцового перекрытия секторов центрального зубчатого колеса (особенно при значениях, превышающих 1) также способствует уменьшению диапазона регулирования.

Изменение числа зубчатых секто-

ров (см. рис. 4, б) почти не влияет на характер диапазона регулирования (см. рис. 4, в) при изменении Δ_Z . Следует отметить близкие значения диапазона регулирования при числе зубчатых секторов 6 и 8, причем первое значение, не приводящее к усложнению конструкции центрального зубчатого колеса, предпочтительно.

В интервале приемлемых значений разности чисел зубьев центрального зубчатого колеса и сателлита ($\Delta_Z = 1 \dots 5$) удовлетворительные для автомобильных трансмиссий значения диапазона регулирования достигаются при числе зубьев колеса-заготовки, равном 40. Максимальные значения диапазона регулирования соответствуют условиям максимальной преобразующей способности передачи (Δ_Z минимальна). С ростом $Z_{\max}$ значения диапазона регулирования растут.

Достоинствами описанной планетарной плавнорегулируемой передачи являются конструктивная простота, неподвижность регулируемого составного зубчатого колеса, благоприятная форма центрального зубчатого колеса, способствующая исключению заклинивания сателлита без коррекции параметров исходного контура при малой разности зубьев этого колеса и сателлита. Конструктивные проблемы подобной передачи – необходимость балансировки сателлита и синхронизации радиальных перемещений сателлита и зубчатых секторов центрального зубчатого колеса, а также съём вращения с сателлита и со-общение его ведомому валу при любом значении передаточного отношения. Поскольку передачи имеют явные достоинства, а проблемы не являются неразрешимыми, то плавнорегулируемые планетарные передачи следует признать перспективными для использования в приводах технологического оборудования и в трансмиссиях транспортных средств. Приведенные в статье результаты анализа аналитических зависимо-

стей для анализа и синтеза центрального зубчатого колеса значительно облегчат выбор геометрических параметров планетарной плавнорегулируемой передачи для конкретных случаев ее применения.

Выводы

1. Аналитические зависимости для синтеза центрального зубчатого колеса планетарной плавнорегулируемой передачи позволяют определять глубину области мультипликации и эффективные интервалы изменения параметров передачи: $Z_{\text{sat}} = 18 \dots 30$; $\varepsilon_s = 0,8 \dots 1,2$; $i_s = 4 \dots 8$; $\Delta_Z = 1 \dots 5$; $Z_{\text{max}} = 40 \dots 100$.

2. Аналитические зависимости для анализа центрального зубчатого колеса позволяют определять глубину области редуцирования, обеспечивае-

мой принятыми параметрами планетарной плавнорегулируемой передачи, и интервалы изменения минимального числа зубьев центрального зубчатого колеса $Z_{\text{min}} = 10 \dots 60$ и диапазона регулирования $D = 10 \dots 45$, охватывая при этом более широкую область значений диапазона регулирования, чем известные аналоги.

3. Благодаря своим кинематическим характеристикам и конструктивным параметрам рассмотренная и описанная выше передача потенциально может служить базой для создания коробок передач для трансмиссий автомобилей различной грузоподъемности, а также быть рекомендованной для использования в плавнорегулируемых приводах технологического оборудования.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Даньков, А. М. Синтез и анализ составного центрального зубчатого колеса планетарной плавнорегулируемой передачи нового типа / А. М. Даньков, А. З. Иоффе // Механика машин, механизмов и материалов. – 2009. – № 2. – С. 38–42.

Статья сдана в редакцию 29 января 2013 года

Александр Михайлович Даньков, д-р техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-297-41-74-23.

Максим Эдуардович Подымако, начальник бюро, Могилевский завод лифтового машиностроения. Тел.: +375-292-41-99-97.

Алла Зейликовна Иоффе, аспирант, Белорусско-Российский университет.

Сергей Андреевич Дорошков, студент, Белорусско-Российский университет.

Aleksandr Mikhailovich Dankov, DSc (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University. Tel.: +375-297-41-74-23.

Maxim Eduardovich Podymako, Head of the Department, Mogilev Plant of Lifting Machinery. Tel.: +375-292-41-99-97.

Alla Zeylikovna Ioffe, PhD student, Belarusian-Russian University.

Sergey Andreyevich Doroshkov, student, Belarusian-Russian University.

УДК 621.824.43

А. А. Жолобов, К. А. Шалыжин, А. М. Федоренко, Е. Ю. Демиденко

К ВОПРОСУ ОБЕСПЕЧЕНИЯ СОБИРАЕМОСТИ ШЛИЦЕВЫХ СОПРЯЖЕНИЙ

UDC 621.824.43

A. A. Zholobov, K. A. Shalyzhin, A. M. Fedorenko, Y. Y. Demidenko

THE INVESTIGATION OF THE INFLUENCE OF TRAFFIC LIGHTS UPON THE PTS OPERATION

Аннотация

Представлена методика определения собираемости прямобочного и эвольвентного шлицевых сопряжений, позволяющая выявить условия собираемости шлицевых сопряжений по боковым сторонам шлицев. Выведены зависимости, на основании которых можно прогнозировать конкретные значения зазоров и натягов в сопряжениях.

Ключевые слова:

прямобочные шлицевые соединения, эвольвентные шлицевые соединения, образующая боковой поверхности шлица, математическая модель, собираемость.

Abstract

The methods are presented for defining the assemblability of straight-sided and involute spline joints, which determine the conditions of assemblability of splined joints along the sides of splines. The dependences are drawn based on which one can predict specific values of gaps and negative allowances in joints.

Key words:

straight-sided spline joints, involute spline joints, forming line of the spline side, mathematical model, assemblability.

Шлицевые соединения являются одним из распространенных видов соединений деталей машин. Они предназначены для передачи крутящего момента между ступицей и валом. Одновременно должны обеспечиваться требования точности центрирования, высокой нагрузочной способности при ограниченных габаритах соединения, направленного осевого смещения ступицы относительно вала.

Качество шлицевого соединения определяется возможностью соответствовать указанным требованиям в изделии, в частности, необходимой точности и надёжности. Погрешности размеров, формы, относительного положения функциональных поверхностей соеди-

нения снижают его точность. Так, например, накопленная погрешность шага шлицев по окружности профиля приводит к неравномерности распределения нагрузки между функциональными поверхностями. Условия выполнения и сохранения собираемости прямобочных и эвольвентных шлицевых соединений по боковым поверхностям могут быть основаны на анализе построения и взаимного расположения их образующих в нормальных сечениях.

Образующая боковой поверхности прямобочного шлица на валу или в отверстии теоретически представляет собой прямую линию, а в первом приближении образующая боковой поверхности эвольвентного шлица на валу или в

отверстии – две пересекающиеся прямые линии. Положение этих прямых характеризует точность выполнения шлицевой поверхности. В соответствии с ГОСТ 1139-82 *Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шлицевые прямобочные. Размеры и допуски* и ГОСТ 6033-80 *Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шлицевые эвольвентные с углом профиля 30°*. Размеры, допуски и измеряемые величины качество и точность боковой поверхности определяют толщину шлица,

отклонение от симметричности шлица, непараллельность его боковых сторон.

Исходя из вышеизложенного, собираемость прямобочного и эвольвентного шлицевого соединения по боковым сторонам шлица будет определяться взаимным положением образующих боковой поверхности шлицевого контура сопрягаемых деталей.

Возможны следующие три случая положения прямых для прямобочных шлиц (рис. 1).

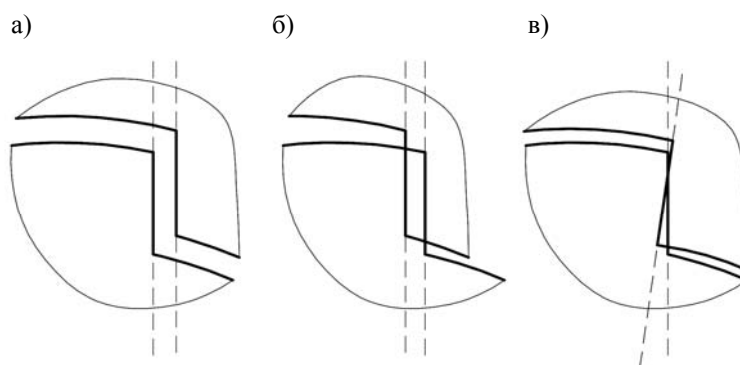


Рис. 1. Схемы расположения образующих боковых сторон: а – образующие параллельны с зазором в соединении; б – образующие параллельны с натягом в соединении; в – образующие пересекаются

В первом случае (см. рис. 1, а) образующие боковых сторон параллельны и расположены так, что между боковыми сторонами шлица на валу и в отверстии втулки образуется зазор, и это характеризуется наличием свободной собираемости шлицевого сопряжения по боковым сторонам шлица.

Во втором случае (см. рис. 1, б) образующие боковых сторон параллельны и расположены так, что между боковыми сторонами шлица на валу и в отверстии втулки образуется натяг, и это характеризуется отсутствием свободной собираемости шлицевого сопряжения по боковым сторонам шлица.

В третьем случае (см. рис. 1, в) образующие боковых сторон пересекаются. При этом, если точка пересечения находится в контуре, образованном внутренним диаметром шлицевого от-

верстия, то, как и в первом случае, шлицевое сопряжение собирается свободно. Если точка пересечения находится за указанным контуром, то, как и во втором случае, шлицевое сопряжение собирается несвободно.

Математические модели собираемости прямобочного шлицевого сопряжения указанных случаев основаны на задании образующих боковых поверхностей минимум по двум принадлежащим им точкам. Координаты этих точек рассчитываются с помощью модели, представленной в [1], и используются без изменений для прогнозирования точности незакалённых шлицевых соединений. В случае прогнозирования точности шлицевых соединений, детали которых подвергаются термообработке и последующему шлифованию, координаты указанных точек изменяются. Для

их расчёта используются коэффициенты, позволяющие учитывать снижение точности при термообработке и повышение точности при шлифовании. Значения коэффициентов установлены в [2]. Так, например, однократное шлифование шлицев после термообработки по сравнению с шлицефрезерованием за два рабочих хода фрезы позволяет снизить величины макроотклонений поверхностей в 1,5...3 раза.

Уравнение образующей, построенной по двум точкам, имеет вид:

$$\frac{x-x_1}{x_2-x_1} = \frac{y-y_1}{y_2-y_1}, \quad (1)$$

где x, y – аргумент и функция образующей боковой поверхности шлица; x_1, y_1, x_2, y_2 – координаты двух произвольных точек на образующей боковой поверхности шлица.

Для одной из боковых сторон шлицевого сопряжения

$$\frac{x_i - x_{i1}}{x_{i2} - x_{i1}} = \frac{y_i - y_{i1}}{y_{i2} - y_{i1}}; \quad i = \overline{1,2}, \quad (2)$$

где x_i, y_i – аргумент и функция образующей боковой поверхности шлица на валу для $i = 1$ и в отверстии для $i = 2$; $x_{i1}, y_{i1}, x_{i2}, y_{i2}$ – координаты двух точек на образующей боковой поверхности шлица на валу для $i = 1$ и в отверстии для $i = 2$.

После приведения уравнения (2) к нормальному виду получается следующее уравнение образующих:

$$A_i x + B_i y + C_i = 0; \quad i = \overline{1,2}, \quad (3)$$

где A_i, B_i, C_i – коэффициенты функции, $A_i = y_{i2} - y_{i1}$, $B_i = x_{i1} - x_{i2}$, $C_i = x_{i2}y_{i1} - x_{i1}y_{i2}$.

С помощью нормальных уравнений образующих боковых поверхностей шлица на валу и в отверстии определяются условия собираемости прямобочного шлицевого соединения по боковым сторонам шлица. Для случая свободной

собираемости шлицевого сопряжения условия собираемости принимают вид:

$$\frac{A_1}{A_2} = \frac{B_1}{B_2}; \quad t_1 = \frac{|C_1|}{\sqrt{A_1^2 + B_1^2}}; \\ t_2 = \frac{|C_2|}{\sqrt{A_2^2 + B_2^2}}; \quad t_1 < t_2, \quad (4)$$

где t_1, t_2 – расстояние от оси симметрии сопряжения до образующих боковых поверхностей шлица на валу и в отверстии соответственно (рис. 2, а).

Если выполняются условия (4), то в сопряжении между боковыми сторонами образуется зазор Δ , величина которого рассчитывается как

$$\Delta = \frac{|C_2|}{\sqrt{A_2^2 + B_2^2}} - \frac{|C_1|}{\sqrt{A_1^2 + B_1^2}}. \quad (5)$$

Для случая отсутствия свободной собираемости прямобочного шлицевого соединения по боковым сторонам шлица условия определяются в виде

$$\frac{A_1}{A_2} = \frac{B_1}{B_2}; \quad t_1 > t_2, \quad (6)$$

где t_1, t_2 – расстояние от оси симметрии сопряжения до образующих боковых поверхностей шлица на валу и в отверстии соответственно (рис. 2, б).

Если выполняются условия (6), то в сопряжении между боковыми сторонами образуется натяг Δ , величина которого рассчитывается следующим образом:

$$\Delta = \frac{|C_1|}{\sqrt{A_1^2 + B_1^2}} - \frac{|C_2|}{\sqrt{A_2^2 + B_2^2}}. \quad (7)$$

В третьем случае условия собираемости прямобочного шлицевого соединения по боковым сторонам шлица при пересечении их образующих определяются как

$$\frac{A_1}{A_2} \neq \frac{B_1}{B_2}, \quad \begin{cases} A_1 x_0 + B_1 y_0 + C_1 = 0; \\ A_2 x_0 + B_2 y_0 + C_2 = 0, \end{cases} \quad (8)$$

где x_0, y_0 – координаты точки пересечения образующих боковых сторон

шлица на валу и в отверстии.

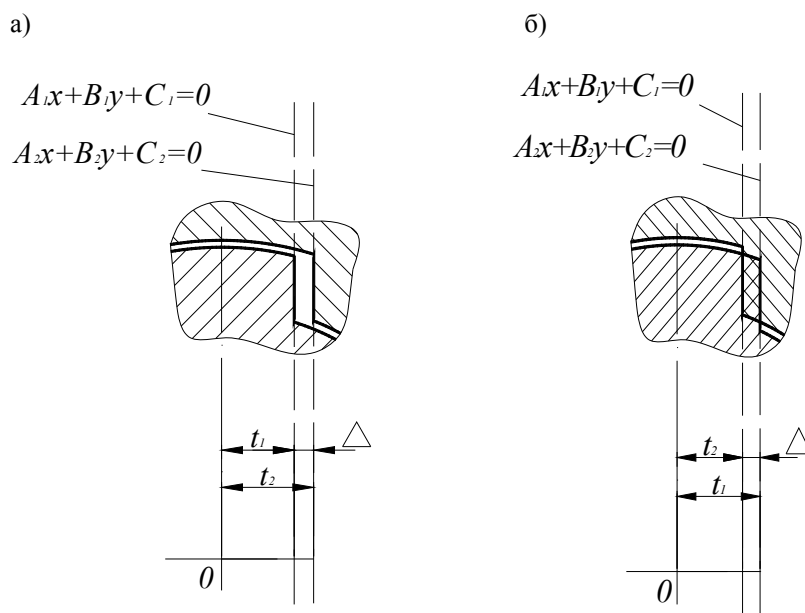


Рис. 2. Схема расположения образующих боковых поверхностей шлица: а – для первого расчётного случая; б – для второго расчётного случая

Из системы уравнений (8) находят величины координат:

$$x_0 = \frac{B_1(A_1C_2 - A_2C_1)}{A_1(B_1A_2 - B_2A_1)} - \frac{C_1}{A_1};$$

$$y_0 = \frac{(A_1C_2 - A_2C_1)}{(B_1A_2 - B_2A_1)}.$$

Точка пересечения лежит на некоторой окружности радиусом R с центром в точке симметрии сопряжения. Величина радиуса определяется по координатам x_0, y_0 . При сравнении радиуса R с радиусами внутренней и наружной окружностей сопряжения возможны следующие частные случаи.

1. $R > D/2$, угол наклона образующей боковой поверхности шлица на валу α_1 меньше угла наклона образующей боковой поверхности шлица в отверстии α_2 , т. е. $\alpha_1 < \alpha_2$ (рис. 3, а).

Углы α_1, α_2 рассчитываются сле-

дующим образом:

$$\alpha_1 = \arctg\left(-\frac{A_1}{B_1}\right);$$

$$\alpha_2 = \arctg\left(-\frac{A_2}{B_2}\right). \quad (9)$$

Как видно из расчётной схемы (см. рис. 3, а), в сопряжении образуется зазор Δ , следовательно, обеспечивается собираемость соединения по боковым сторонам шлицев.

2. $R \geq \frac{D}{2}$, угол наклона образую-

щей боковой поверхности шлица на валу α_1 больше угла наклона образующей боковой поверхности шлица в отверстии α_2 , т. е. $\alpha_1 > \alpha_2$ (рис. 3, б). Из расчётной схемы видно, что в сопряжении образуется натяг Δ , следовательно, не обеспечивается свободная собираемость соединения по боковым сторонам шлицев.

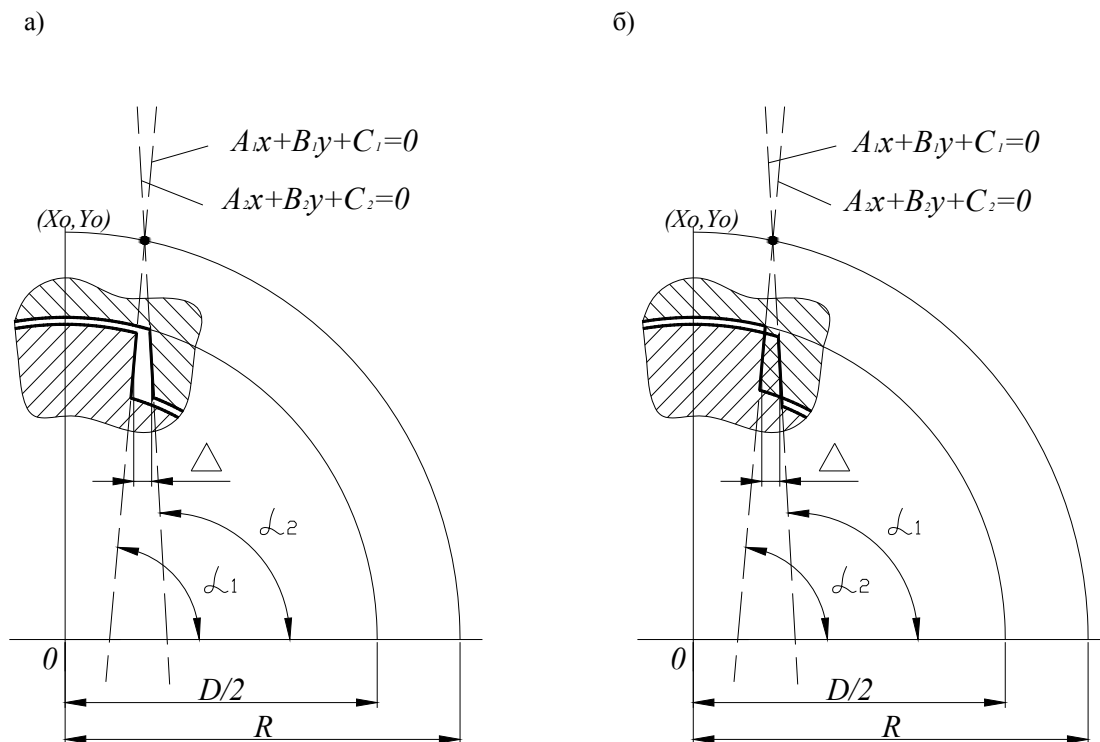


Рис. 3. Схемы определения собираемости при пересечении образующих вне шлицевого контура:
а – сопряжение с зазором; б – сопряжение с натягом

3. $R \leq \frac{d}{2}$, угол наклона образующей боковой поверхности шлица на валу α_1 меньше угла наклона образующей боковой поверхности шлица в отверстии α_2 , т. е. $\alpha_1 < \alpha_2$ (рис. 4, а). Как видно из расчётной схемы (см. рис. 4, а), в сопряжении образуется натяг Δ , следовательно, не обеспечивается свободная собираемость соединения по боковым сторонам шлицев.

4. $R < \frac{d}{2}$, угол наклона образующей боковой поверхности шлица на валу α_1 больше угла наклона образующей боковой поверхности шлица в отверстии α_2 , т. е. $\alpha_1 > \alpha_2$ (рис. 4, б). Из расчётной схемы видно, что в сопряжении образуется зазор Δ , следовательно, обеспечивается собираемость соединения по боковым сторонам шлицев.

5. $\frac{d}{2} < R < \frac{D}{2}$ и $\alpha_1 > \alpha_2$ или $\alpha_1 < \alpha_2$.

В данном случае принято, что $\lim |\alpha_1 - \alpha_2| \rightarrow 0$, а величина зазора (натяга) равна 0.

Для определения зазоров и натягов в прямоугольном шлицевом соединении между боковыми сторонами шлица и отверстия при пересечении их образующих рассчитываются координаты точек пересечения образующих боковых сторон шлица на валу и в отверстии с радиусом окружности сопряжения d_{cp} (рис. 5).

В общем виде координаты точек пересечения определяются из системы уравнений

$$\begin{cases} Ax + By + C = 0; \\ x^2 + y^2 = d_{cp}^2 / 4. \end{cases} \quad (10)$$

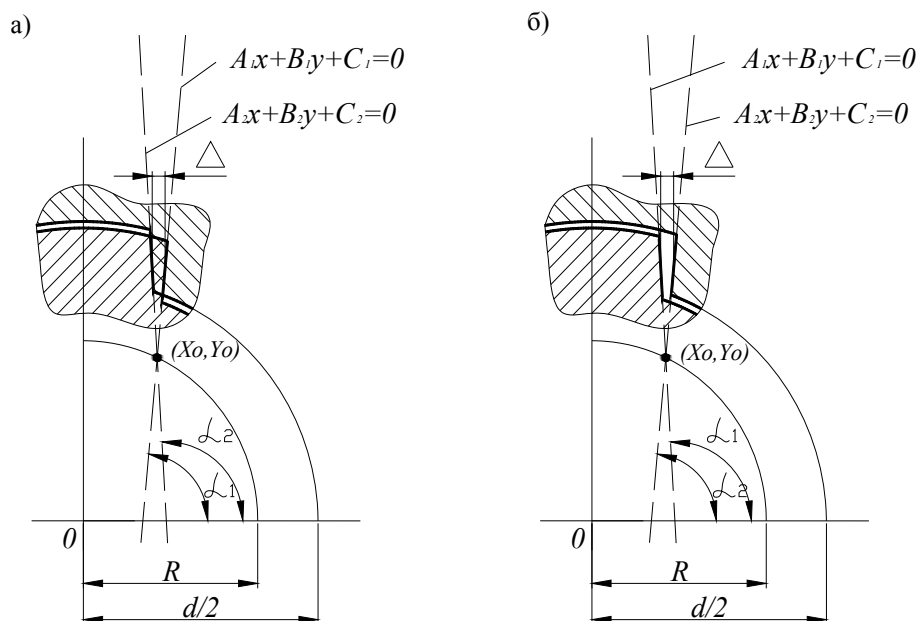


Рис. 4. Схемы определения собираемости при пересечении образующих в шлицевом контуре:
а – сопряжение с натягом; б – сопряжение с зазором

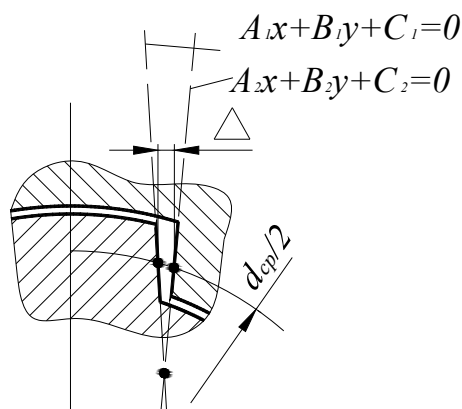


Рис. 5. Схема для определения зазоров (натягов) в шлицевом соединении

С помощью данной системы уравнений для каждой образующей и окружности находятся координаты точек пересечения первой x_1, y_1 и второй x_2, y_2 прямых. В дальнейшем зазор (натяг) рассчитывается как расстояние между точками с полученными координатами:

$$\Delta = \sqrt{(x_1 - x_2)^2 + (y_1 - y_2)^2}. \quad (11)$$

При рассмотрении собираемости шлицевых соединений эвольвентного профиля по боковым поверхностям в качестве их образующих в нормальном сечении в первом приближении используются прямые, стягивающие профиль боковых поверхностей и опирающиеся на характерные точки профиля:

- точка пересечения образующей ножки шлица и окружности впадин;
- точка пересечения образующей

профиля и делительной окружности;
– точка пересечения образующей головки шлица и окружности вершин.

Возможны следующие случаи положения прямых (рис. 6).

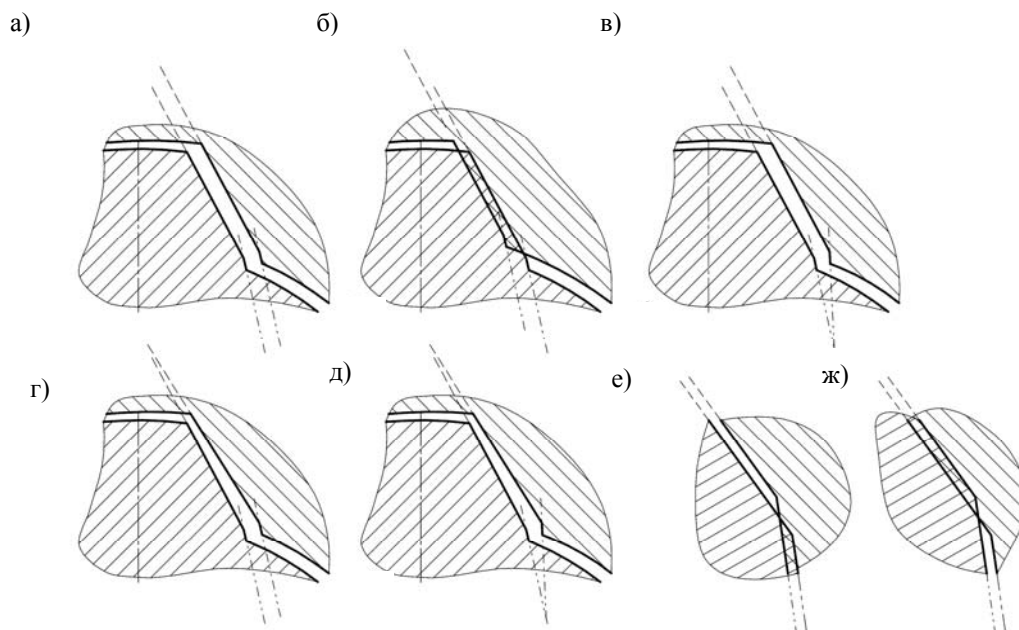


Рис. 6. Схемы расположения образующих боковых сторон эвольвентного профиля: а – образующие параллельны с зазором в соединении; б – образующие параллельны с натягом в соединении; в, г – одни образующие параллельны, другие образующие пересекаются с зазором (натягом) в соединении; д – образующие пересекаются с зазором (натягом) в соединении; е, ж – образующие параллельны с зазором и натягом в соединении

В первом приближении математические модели собираемости эвольвентного шлицевого сопряжения указанных случаев также основаны на задании образующих боковых поверхностей минимум по двум принадлежащим им точкам. Координаты этих точек рассчитываются с помощью модели, представленной ниже.

На участке профиля, ограничивающего один элементарный сектор, выделяются элементарные функции (рис. 7).

Угол, соответствующий профилю одного элементарного шлицевого сектора:

$$\gamma = 2 \cdot \pi / z, \quad (12)$$

где z – число шлицев профиля.

Окружная толщина профиля выступа по окружности вершин

$$S_a = \frac{d_a}{2} \cdot \left(\frac{S}{d/2} + 2 \cdot \text{inv}(30^\circ) - 2 \cdot \text{inv} \left[\arccos \left(\frac{d_b}{d_a} \right) \right] \right), \quad (13)$$

где d_a – диаметр окружности вершин шлиц вала; d – диаметр делительной окружности; d_b – диаметр основной окружности; S – окружная толщина профиля выступа по делительной окружности.

Окружная толщина профиля впадин:

$$S_f = \frac{d_f}{2} \cdot \left(\frac{S}{d/2} + 2 \cdot \text{inv}(30^\circ) - 2 \cdot \text{inv} \left[\arccos \left(\frac{d_b}{d_f} \right) \right] \right), \quad (14)$$

где d_f – диаметр окружности впадин шлиц вала.

Угол, соответствующий профилю выступа одного элементарного шлицевого сектора по окружности вершин:

$$\varphi_a = 2 \cdot \arcsin(S_a/d_a). \quad (15)$$

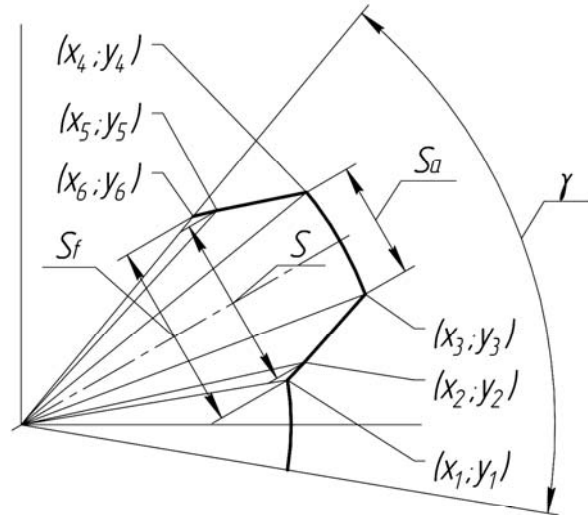
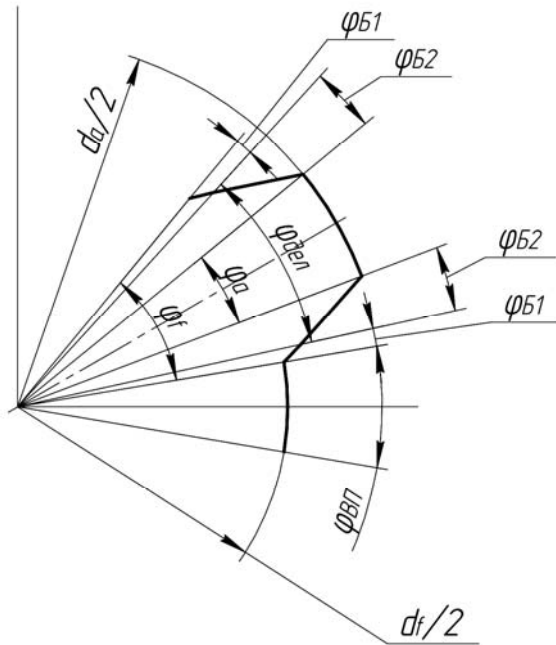


Рис. 7. Эвольвентный шлицевый профиль

Угол, соответствующий профилю впадин одного элементарного шлицевого сектора по окружности впадин:

$$\varphi_f = 2 \cdot \arcsin(S_f/d_f). \quad (16)$$

Угол, соответствующий профилю выступа одного элементарного шлицевого сектора по делительной окружности:

$$\varphi_{дел} = 2 \cdot \arcsin(S/d). \quad (17)$$

Угол, соответствующий профилю впадин одного элементарного шлицевого сектора:

$$\varphi_{BП} = \gamma - \varphi_f = 2 \cdot \pi/z - 2 \cdot \arcsin(S_f/d_f). \quad (18)$$

Углы, соответствующие профилю боковой стороны элементарного шлицевого сектора:

$$\begin{aligned} \varphi_{B1} &= (\varphi_f - \varphi_{дел})/2 = \\ &= \arcsin(S_f/d_f) - \arcsin(S/d); \end{aligned} \quad (19)$$

$$\begin{aligned} \varphi_{B2} &= (\varphi_{дел} - \varphi_a)/2 = \\ &= \arcsin(S/d) - \arcsin(S_a/d_a). \end{aligned} \quad (20)$$

Кусочно-непрерывная функция эвольвентного шлицевого профиля выглядит следующим образом:

$$R(\varphi) = \begin{cases} \frac{d_f}{2}, \text{ если } -\frac{\varphi_{BП}}{2} + \frac{2 \cdot \pi}{z} \cdot k \leq \varphi \leq \frac{\varphi_{BП}}{2} + \frac{2 \cdot \pi}{z} \cdot k; \\ B1.1, \text{ если } \frac{\varphi_{BП}}{2} + \frac{2 \cdot \pi}{z} \cdot k \leq \varphi \leq \frac{\varphi_{BП}}{2} + \varphi_{B1} + \frac{2 \cdot \pi}{z} \cdot k; \\ B2.1, \text{ если } \frac{\varphi_{BП}}{2} + \varphi_{B1} + \frac{2 \cdot \pi}{z} \cdot k \leq \varphi \leq \frac{\varphi_{BП}}{2} + \varphi_{B1} + \varphi_{B2} + \frac{2 \cdot \pi}{z} \cdot k; \\ \frac{d_a}{2}, \text{ если } \frac{\varphi_{BП}}{2} + \varphi_{B1} + \varphi_{B2} + \frac{2 \cdot \pi}{z} \cdot k \leq \varphi \leq \frac{\varphi_{BП}}{2} + \varphi_{B1} + \varphi_{B2} + \varphi_a + \frac{2 \cdot \pi}{z} \cdot k; \\ B1.2, \text{ если } \frac{\varphi_{BП}}{2} + \varphi_{B1} + \varphi_{B2} + \varphi_a + \frac{2 \cdot \pi}{z} \cdot k \leq \varphi \leq \frac{\varphi_{BП}}{2} + \varphi_{B1} + 2\varphi_{B2} + \varphi_a + \frac{2 \cdot \pi}{z} \cdot k; \\ B2.2, \text{ если } \frac{\varphi_{BП}}{2} + \varphi_{B1} + 2\varphi_{B2} + \varphi_a + \frac{2 \cdot \pi}{z} \cdot k \leq \varphi \leq \frac{\varphi_{BП}}{2} + \varphi_f + \frac{2 \cdot \pi}{z} \cdot k, \end{cases} \quad (21)$$

где $k = 0 \dots (z - 1)$;

B1.1, B2.1, B1.2, B2.2 – уравнения образующих боковых сторон в полярных координатах, определяемые соотношением

$$B = (y_i \cdot x_{i+1} - x_i \cdot y_{i+1}) / ((\sin(\varphi) \cdot (x_{i+1} - x_i) - \cos(\varphi) \cdot (y_{i+1} - y_i)), \quad (22)$$

где $(x_i; y_i)$, $(x_{i+1}; y_{i+1})$ – координаты точек образующих боковых сторон, рассчитываемые в полярной системе координат (см. рис. 7):

$$[x_i = R_i \cos(\varphi_i); y_i = R_i \sin(\varphi_i)]; \quad (23)$$

$$\begin{aligned} [x_1 &= (d_f/2) \cdot \cos((\varphi_{BП}/2) + \gamma \cdot k); y_1 = (d_f/2) \cdot \sin((\varphi_{BП}/2) + \gamma \cdot k)]; \\ [x_2 &= (d/2) \cdot \cos((\varphi_{BП}/2) + \varphi_{B1} + \gamma \cdot k); y_2 = (d/2) \cdot \sin((\varphi_{BП}/2) + \varphi_{B1} + \gamma \cdot k)]; \\ [x_3 &= (d_a/2) \cdot \cos((\varphi_{BП}/2) + \varphi_{B1} + \varphi_{B2} + \gamma \cdot k); y_3 = (d_a/2) \cdot \sin((\varphi_{BП}/2) + \varphi_{B1} + \varphi_{B2} + \gamma \cdot k)]; \\ [x_4 &= (d_a/2) \cdot \cos((\varphi_{BП}/2) + \varphi_{B1} + \varphi_{B2} + \varphi_a + \gamma \cdot k); y_4 = (d_a/2) \cdot \sin((\varphi_{BП}/2) + \varphi_{B1} + \varphi_{B2} + \varphi_a + \gamma \cdot k)]; \\ [x_5 &= (d/2) \cdot \cos((\varphi_{BП}/2) + \varphi_{B1} + 2\varphi_{B2} + \varphi_a + \gamma \cdot k); y_5 = (d/2) \cdot \sin((\varphi_{BП}/2) + \varphi_{B1} + 2\varphi_{B2} + \varphi_a + \gamma \cdot k)]; \\ [x_6 &= (d_f/2) \cdot \cos((\varphi_{BП}/2) + \varphi_f + \gamma \cdot k); y_6 = (d_f/2) \cdot \sin((\varphi_{BП}/2) + 2\varphi_f + \gamma \cdot k)]. \end{aligned}$$

Полученная функция $R(\varphi)$ позволяет построить любой стандартный эвольвентный шлицевый профиль с учётом принятых приближений (рис. 8).

По аналогии с расчётами для прямоугольных шлицевых соединений проводятся расчеты величины зазоров (натягов) в эвольвентном шлицевом соединении для каждого случая (см. рис. 6).

В первом случае (см. рис. 6, а) величины зазоров при выполнении условий (4) для каждой пары образующих определяются из выражения (5). Возможны три варианта полученных результатов:

$$\begin{aligned} \Delta_{ЗАЗОР1} &= \Delta_{ЗАЗОР2}; \\ \Delta_{ЗАЗОР1} &> \Delta_{ЗАЗОР2}; \\ \Delta_{ЗАЗОР1} &< \Delta_{ЗАЗОР2}. \end{aligned}$$

Во втором случае (см. рис. 6, б) величины натягов при выполнении условий (6) для каждой пары образующих определяются из выражения (7). Возможны три варианта полученных результатов:

$$\begin{aligned} \Delta_{НАТЯГ1} &= \Delta_{НАТЯГ2}; \\ \Delta_{НАТЯГ1} &> \Delta_{НАТЯГ2}; \\ \Delta_{НАТЯГ1} &< \Delta_{НАТЯГ2}. \end{aligned}$$

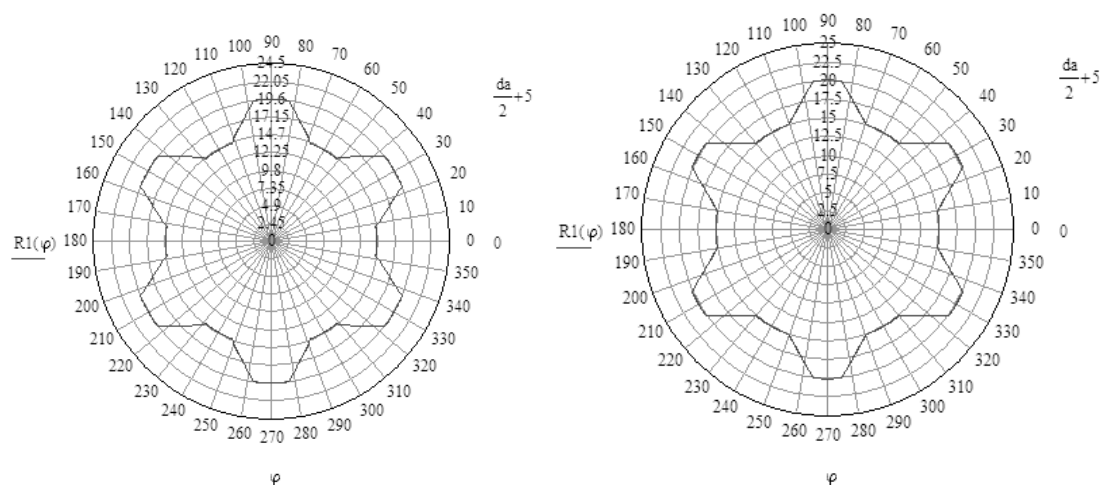


Рис. 8. Пример графика эвольвентного шлицевого профиля вала (справа) и втулки (слева)

В некоторых случаях (см. рис. 6, в, г) величины зазоров (натягов) при выполнении условий (4), (6) для каждой пары параллельных образующих и условий (8) для каждой пары пересекающихся образующих определяются из выражений (5), (7) и (10), (11); в следующем случае (см. рис. 6, д) величины натягов (зазоров) при выполнении условий (8) для каждой пары образующих – из (10) и (11); в остальных случаях (см. рис. 6, е, ж) величины зазоров (натягов) при выполнении условий (4), (6) для каждой пары параллельных образующих – из (5) и (7).

В итоге с помощью функций образующих правой и левой боковых сторон каждого n -го шлица на валу и в отверстии можно оценить собираемость соединения. В качестве критерия оптимальной собираемости выступают

$$\Delta_{\text{ЗАЗОР}} = \sum_{i=1}^{2n} \Delta_{\text{ЗАЗОР}i} \rightarrow \max ;$$

$$\Delta_{\text{НАТЯГ}} = \sum_{i=1}^{2n} \Delta_{\text{НАТЯГ}i} \rightarrow \min . \quad (24)$$

Для поиска наиболее оптимального взаимного положения вала и отверстия, обеспечивающего выполнение условий собираемости для рассмотренных случаев, определяется возможность по-

ворота вала относительно отверстия на угол

$$\mu = 360/n ; \quad n = 1, 2, \dots, z , \quad (25)$$

где n – количество шлицев, на которое необходимо осуществить поворот.

При этом поворот осуществляется n раз, после чего находится такое взаимное положение вала и отверстия, которое наиболее оптимально по условию (12).

Если установить, что поворот выполняет вал, а отверстие втулки неподвижно, то преобразование координат каждой образующей вала производится с помощью следующего оператора:

$$\begin{cases} x' = x \cos(\mu) + y \sin(\mu); \\ y' = -x \sin(\mu) + y \cos(\mu), \end{cases} \quad (26)$$

где x', y' – преобразованные при повороте координаты.

Заключение

Описанные математические зависимости позволяют определить собираемость прямобочного и эвольвентного шлицевых сопряжений по боковым сторонам шлица и рассчитать конкретные значения зазоров и натягов в сопряжении.

Указанный подход к определению собираемости справедлив для шлицевых профилей при отсутствии рабочих нагрузок. В процессе же эксплуатации шлицевого соединения под нагрузкой зачастую действие силовых факторов изменяет характер взаимодействия деталей и может привести к снижению точности центрирования соединения. Это изменение обусловлено возникающими перемещениями и деформациями, влияние которых необходимо учиты-

вать для сохранения требуемой точности соединения.

Таким образом, приведённые взаимосвязанные зависимости представляют собой методику прогнозирования, позволяющую устанавливать соответствие геометрических параметров боковых сторон прямобочных и эвольвентных шлицевых соединений с условиями точности и собираемости на этапах их формирования, а также проводить связь собираемости с точностью изготовления шлицевых валов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Шалыжин, К. А.** Обеспечение точности изготовления прямобочных шлицевых соединений на основе прогнозирования оптимальных параметров технологической системы : дис. ... канд. техн. наук : 05.02.08: защищена 16.10.09: утв. 30.12.09 / Шалыжин Кирилл Алексеевич. – Могилёв, 2009. – 194 с.
2. **Суслов, А. Г.** Научные основы технологии машиностроения / А. Г. Суслов, А. М. Дальский. – М. : Машиностроение, 2002. – 684 с.

Статья сдана в редакцию 22 января 2013 года

Александр Алексеевич Жолобов, канд. техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет. Тел.: 8-0222-23-04-51.

Кирилл Алексеевич Шалыжин, канд. техн. наук, главный инженер ООО «СМИТ-Ярцево».

Алексей Михайлович Федоренко, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. Тел.: 8-0222-22-95-87.

Егор Юрьевич Демиденко, магистрант, Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-259-98-23-22. E-mail: igryck@mail.ru.

Aleksandr Alekseyevich Zholobov, PhD (Engineering), Prof., Belarusian-Russian University. Tel.: 8-0222-23-04-51.

Kirill Alekseyevich Shalyzhin, PhD (Engineering), Chief Engineer of ООО «SMIT-Yartsevo» .

Aleksey Mikhailovich Fedorenko, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University. Tel.: 8-0222-22-95-87.

Yegor Yuryevich Demidenko, Master's degree student, Belarusian-Russian University. Tel.: 8-025-998-23-22. E-mail: igryck@mail.ru.

УДК 656.13.05

Д. В. Капский, Т. Н. Самойлович

**ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ СВЕТОФОРНОГО ОБЪЕКТА
НА ФУНКЦИОНИРОВАНИЕ ОП МПТ**

UDC 656.13.05

D. V. Kapsky, T. N. Samoilovich

**THE INVESTIGATION OF THE INFLUENCE OF TRAFFIC LIGHTS UPON
THE PTS OPERATION**

Аннотация

Рассматривается функционирование остановочных пунктов маршрутного пассажирского транспорта (ОП МПТ) при размещении перед ними светофорных объектов (СФО) по ходу движения. Предложено приводить маршрутные пассажирские транспортные средства (МПТС) к условной единице при проведении исследований в зоне ОП МПТ, разработаны коэффициенты приведения. Определены зависимости интенсивности движения (ИД) по крайней правой полосе от ИД МПТС, количества перестроений от ИД МПТС. Дополнительно указаны преимущества наличия карманов на ОП МПТ.

Ключевые слова:

гидромеханическая передача, диагностирование, эффект дрейфа, амплитуда пульсации, фрикцион, фрикционный диск, износ.

Abstract

The paper deals with the operation of public transportation stops (PTS) when the traffic lights (TL) are placed before them in the direction of travel. It is suggested to reduce a PT vehicle to a conventional unit while performing the research in the PTS zone and the coefficients of reduction are given. The dependences of traffic intensity (TI) in the outer right traffic lane upon the TI of public transportation vehicles are defined, as well as the dependencies of the number of lane changes upon the TI of public transportation vehicles. In addition, the advantages of the availability of stop bays at PTS are shown.

Key words:

vehicle, public transportation, traffic lights, control by traffic lights, traffic conditions, traffic flow.

Исследования проводились с целью выявить поведение маршрутных пассажирских транспортных средств (МПТС) и основного транспортного потока в зоне ОП МПТ при расположении, указанном на рис. 1 (при размещении ОП МПТ в кармане, без кармана, при наличии и отсутствии стоянки за ОП МПТ), а также при аналогичном расположении относительно СФО при другом типе пересечения или отсутствии перекрестка.

Понятие «зона ОП МПТ» не определено в нормативных документах Рес-

публики Беларусь. Под зоной ОП МПТ в этой статье будет подразумеваться зона, в которой ОП МПТ влияет на транспортный поток, конкретно в данном исследовании – зона между знаками 5.12.1 и 5.12.2.

В ходе исследования были выбраны 23 ОП МПТ, по четыре–пять каждого вида. Определялись геометрические параметры зоны ОП МПТ, фиксировалось время прибытия (убытия) МПТС к (от) ОП МПТ (относительно времени цикла СФО), интенсивность движения (ИД) по крайней правой полосе, количе-

ство перестроений в зоне ОП МПТ.

При исследовании времени прибытия (убытия) установлено, что при наличии кармана выезд МПТС из кармана осуществляется 35 % на зеленый сигнал (ЗС), 65 % начало движения МПТС на ЗС; при отсутствии кармана – 45 % на ЗС и 55 % на красный сигнал (КС). 40 %

МПТС прибывает на последнюю треть горения ЗС, 38 % выезжает на последнюю треть горения ЗС (т. е. большая часть). Выезд МПТС из кармана при наличии стоянки за ОП МПТ происходит дольше (не менее чем в 1,25 раза), чем при отсутствии стоянки.

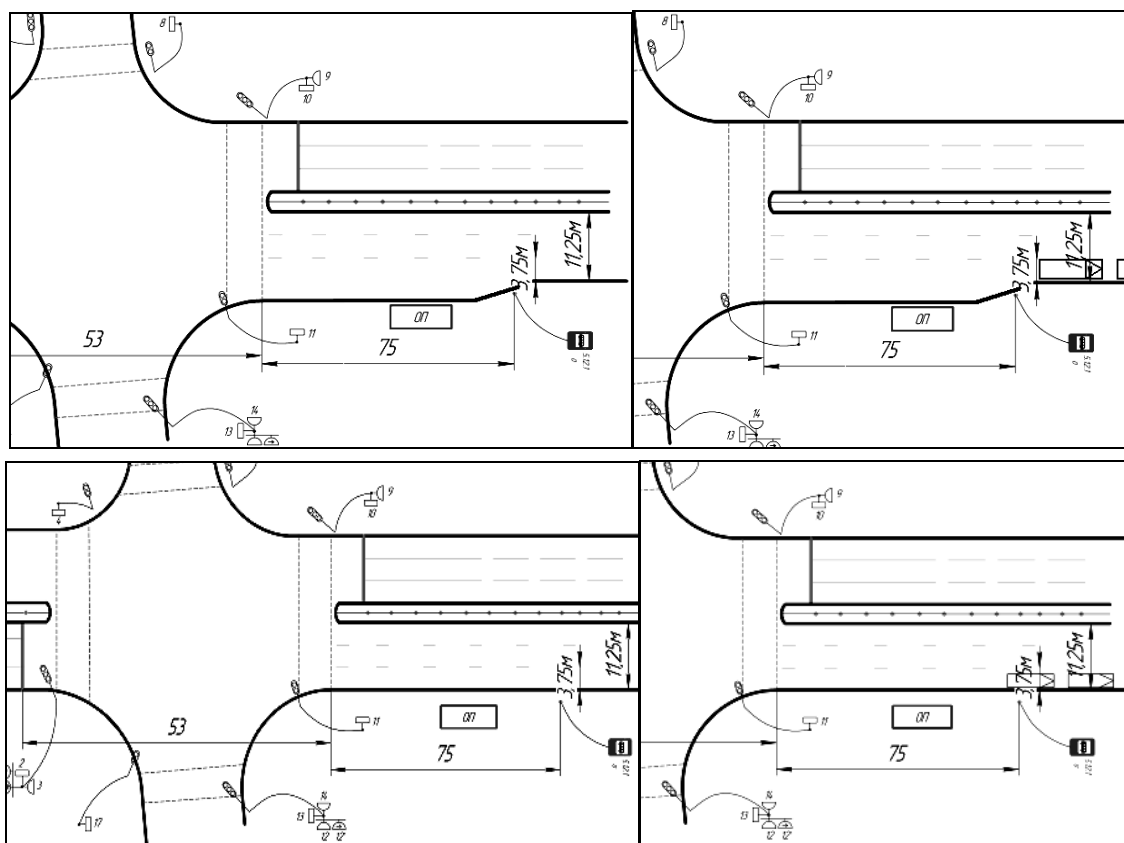


Рис. 1. Расположение исследуемых ОП МПТ

Ввиду разнообразия на сегодняшний день МПТС целесообразно приводить к 1 у. е. – одиночному МПТС длиной до 12 м (в табл. 1 указаны коэффициенты приведения к средней длине вида МПТС). Рассмотрим такие параметры МПТС, как длина, маневренность, скорость обслуживания пассажиров и объем пассажирообмена на ОП МПТ, разделив виды МПТС на указанные в табл. 1. Данные брались на основе исследований, проведенных ранее [1, 2]. Не учитыва-

лась более высокая маневренность автобуса на проезжей части ввиду отсутствия зависимости от линий контактной сети, т. к. данные МПТС (и их приведение) рассматриваются только в зоне ОП МПТ. Далее в статье приведенные МПТС будут исчисляться в подвижных единицах (п. е.).

На основании исследований доказано, что при расчете пропускной способности ОП МПТ нельзя опираться на ИД по крайней правой полосе.

Табл. 1. Виды МПТС и их параметры

Вид МПТС	Средняя длина, м	Средняя скорость выезда с ОП МПТ, км/ч	Среднее время стоянки на ОП МПТ, с	Предлагаемый коэффициент приведения
Троллейбус	12	4	15	1
Сочлененный троллейбус	16,8	6	17	1,4
Автобус	13,2	3,5	19	1,1
Сочлененный автобус	18	5,7	21	1,5
Маршрутное такси	5,5	1,23	8	0,46

Во-первых, если есть стоянка перед ОП МПТ по ходу движения, то МПТС перестраивается уже не в первую полосу, а во вторую. Во-вторых, при отсутствии кармана выезда МПТС с ОП МПТ вообще ничего не препятствует. В-третьих, при наличии кармана при высокой и низкой ИД МПТС разница в ИД основного потока по крайней правой полосе будет различна, т. е. важно еще учитывать время суток, что усложняет исследования и расчеты. Если после ОП МПТ имеется поворот налево, то МПТС перестраивается не в крайнюю правую полосу при выезде из кармана, а в ту, с которой разрешен поворот налево, т. е. в любом случае необходимо учитывать общую ИД по проезжей части.

Замечено, что в местах, где возможен выезд на полосу встречного движения, при расчете имеет значение ИД в обоих направлениях, но так как набор исследуемых ОП МПТ ограничен, количества ОП МПТ в таких местах недостаточно для того, чтобы делать определенные выводы.

При малом интервале движения, как установлено, на ОП МПТ зачастую прибывает более одного МПТС, длины кармана часто не хватает, ввиду этого МПТС останавливаются в начале отгона уширения (рис. 2), вследствие чего перекрывают частично крайнюю правую полосу движения.

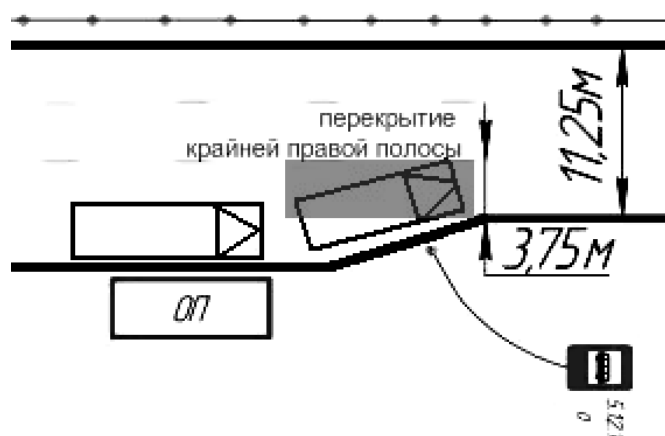


Рис. 2. Перекрывание крайней правой полосы МПТС

На рис. 3 показана зависимость ИД по крайней правой полосе от ИД в направлении движения при отсутствии

стоянки и наличия кармана в зоне ОП МПТ. МПТС, останавливающиеся на ОП МПТ, не включались в состав пото-

ка. Доля ИД по крайней правой полосе при наличии кармана и отсутствии стоянки – 38 и 46 % соответственно при

наличии трех и двух полос на проезжей части или части дороги для движения в одном направлении.

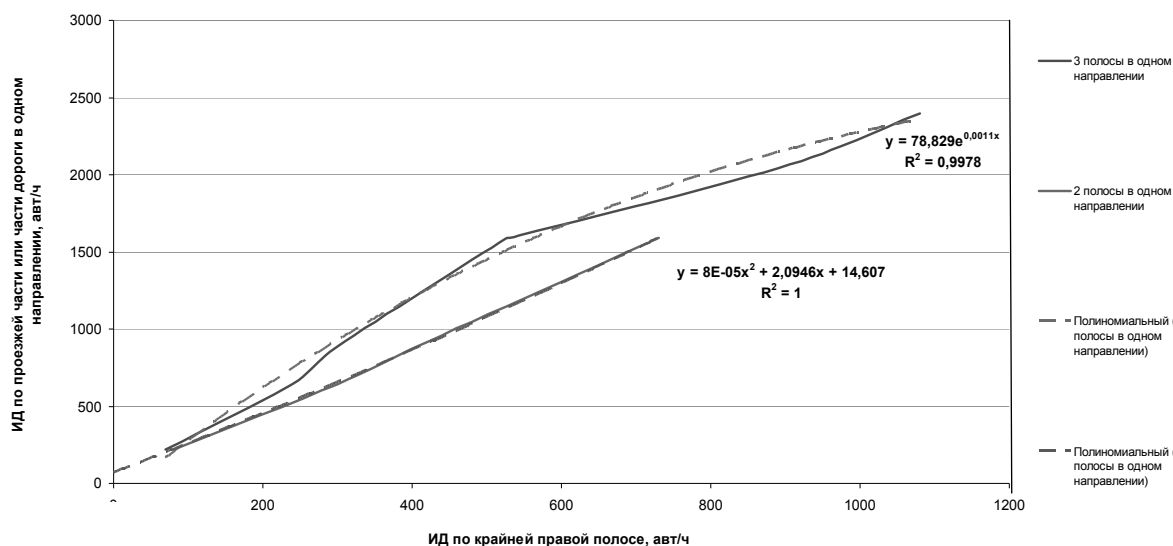


Рис. 3. ИД по крайней правой полосе в зоне ОП МПТ при отсутствии стоянки, наличии кармана шириной не менее 3 м (интенсивность движения МПТС – 42 п. е./ч)

На рис. 4 показана зависимость ИД по крайней правой полосе от ИД в направлении движения при отсутствии кармана в зоне ОП МПТ. Доля ИД по крайней правой полосе при отсутствии

кармана – 26 и 36 % соответственно при наличии трех и двух полос на проезжей части или части дороги для движения в одном направлении.

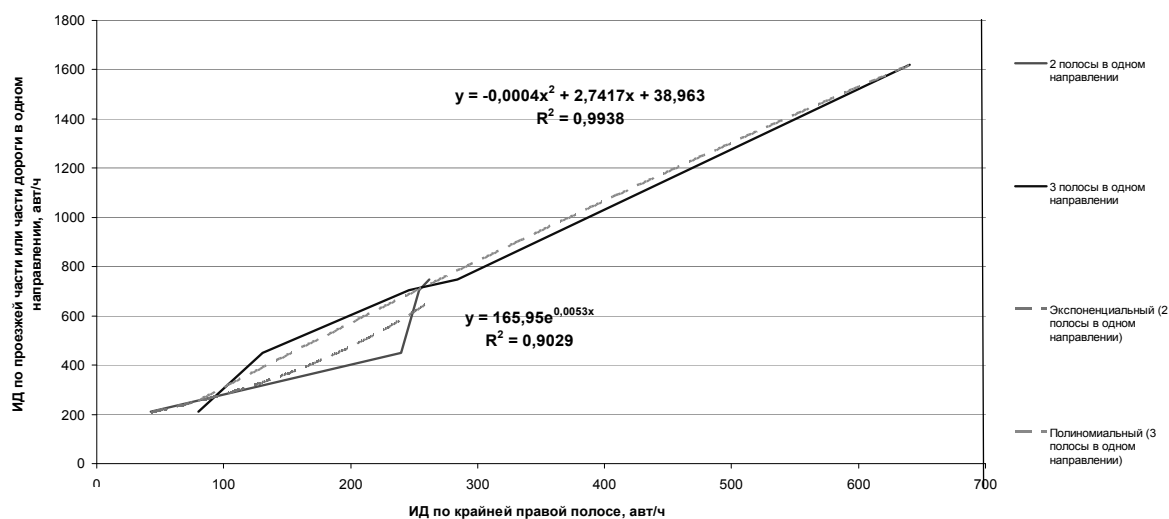


Рис. 4. ИД по крайней правой полосе при отсутствии кармана (интенсивность движения МПТС – 23 п. е./ч)

Так как количество исследуемых ОП МПТ ограничено, для построения графиков на рис. 2 и 3 данные предварительно группировались по интенсивности движения МПТС.

Влияние интенсивности движения МПТС на интенсивность движения по крайней правой полосе показано на рис. 5...7.

Как видно из рис. 7, при наличии

стоянки четкой зависимости нет, т. к. влияние оказывает еще и длина расположения припаркованных автомобилей на проезжей части. Кроме того, здесь нет разделения по наличию или отсутствию карманов. Видно, что при высокой интенсивности движения МПТС график идет вверх, это обусловлено именно наличием карманов при такой интенсивности.

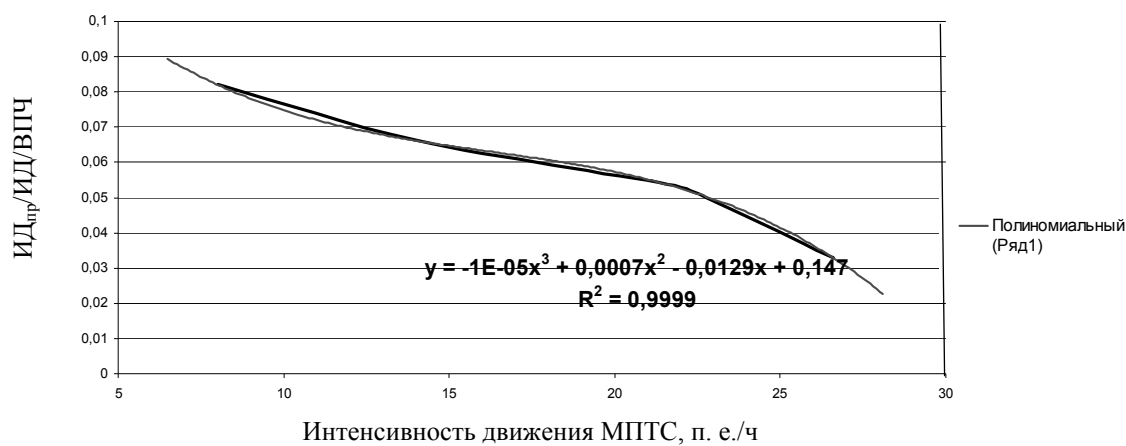


Рис. 5. Зависимость отношения ИД по крайней правой полосе к суммарной ИД и к ширине проезжей части в направлении движения от интенсивности движения МПТС при наличии кармана

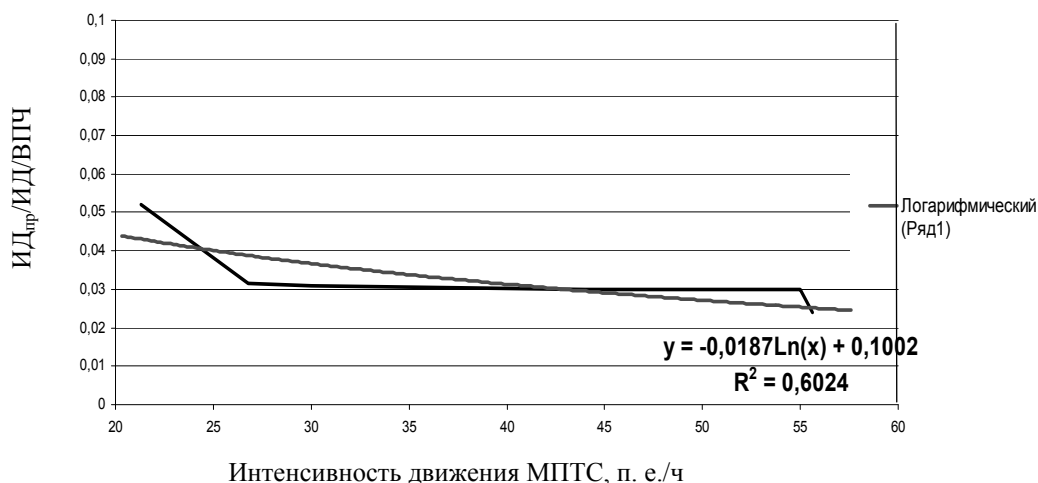


Рис. 6. Зависимость отношения ИД по крайней правой полосе к суммарной ИД и к ширине проезжей части в направлении движения от интенсивности движения МПТС при отсутствии кармана

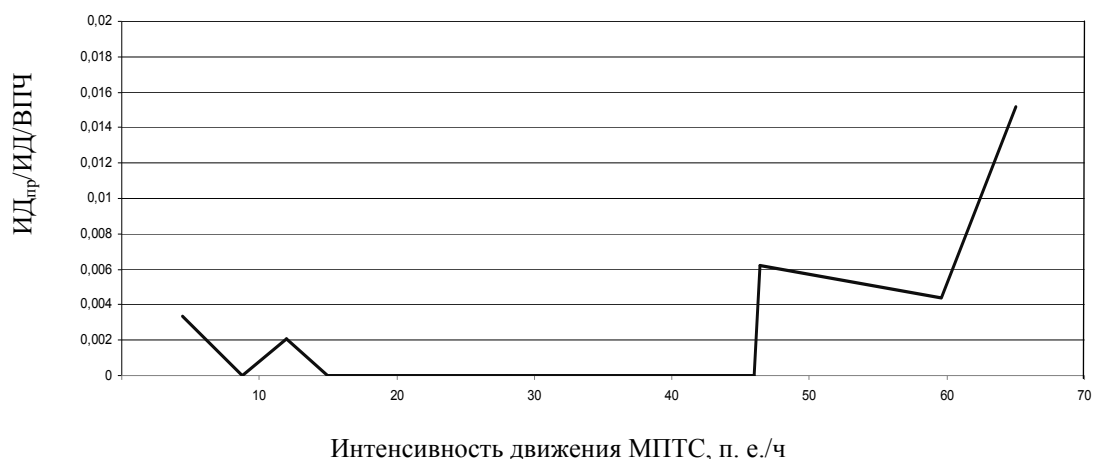


Рис. 7. Зависимость отношения ИД по крайней правой полосе к суммарной ИД и к ширине проезжей части в направлении движения от интенсивности движения МПТС при наличии стоянки

Что касается перестроений, то в зоне ОП МПТ их можно разделить на следующие:

- при наличии кармана выезд МПТС с ОП МПТ с первой и второй полосы;
- перестроения при недостаточной ширине кармана с первой полосы;
- перестроения при отсутствии

кармана с первой полосы;

- при наличии стоянки за ОП МПТ при выезде МПТС.

На рис. 8 указана зависимость доли перестроений (от общей ИД в данном направлении) при выезде из кармана от интенсивности движения МПТС.

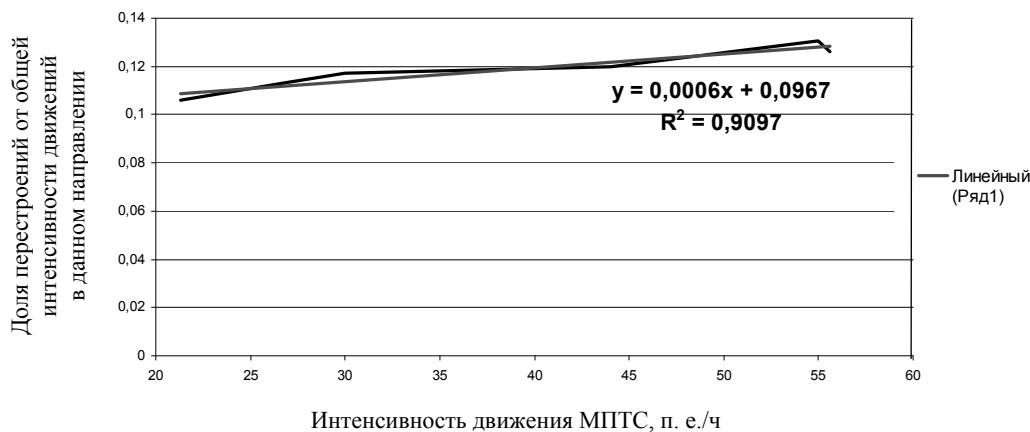


Рис. 8. Зависимость доли перестроений от ИД МПТС при выезде из кармана

В данном случае учитывалась общая ИД, т. к. при выезде автомобиля перестраивались не только с крайней правой, но и со второй полосы. Перестроения обусловлены именно выездом из кармана, а не другими причинами.

Такие перестроения происходят в зоне ОП МПТ или за 10...20 м от остановившегося МПТС на ОП МПТ.

На рис. 9 показана зависимость доли перестроений от ИД по крайней правой полосе при отсутствии кармана

или при наличии стоянки. Учитывались перестроения, совершаемые с крайней правой полосы при стоящем МПТС на ОП МПТ, потому что в некоторых случаях перестроений при отсутствии кар-

мана и наличии сплошной стоянки не было именно ввиду того, что интенсивность по крайнему правому ряду была равна нулю.

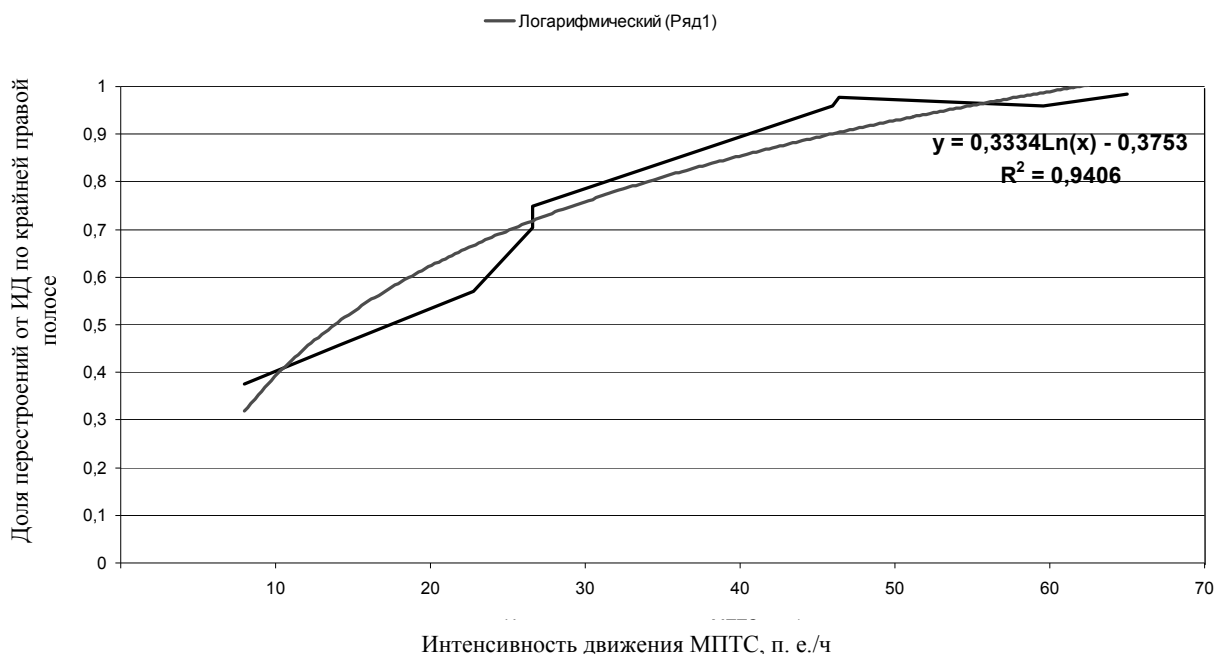


Рис. 9. Зависимость доли перестроений от ИД по крайней правой полосе при отсутствии кармана или при наличии стоянки

На рис. 10 показано распределение перестроений по количеству и месту при отсутствии кармана или наличии стоянки перед карманом по ходу движения. Количество перестроений в зоне ОП МПТ и до 20 м от остановившегося МПТС существенно выше за счет входящего правоповоротного потока. Следует отметить, что в большинстве случаев в это время для основного транспортного потока горел КС, поэтому у входящего потока справа была возможность беспрепятственно перестраиваться в первую полосу при наличии кармана и во вторую полосу (через первую) при его отсутствии.

Влияние светофорного объекта на процесс подъезда маршрутного транс-

портного средства при размещении остановочного пункта за перекрестком начинает ощущаться на расстоянии 70 м от границы ОП. Однако большая часть перестроений происходит более чем за 60 м до ОП МПТ, но связать причину перестроений с наличием ОП МПТ сложно. Даже в перестроениях за 60 м уже присутствуют те, которые связаны с разрешением правого поворота с крайней правой полосы. Необходимо отметить, что параметры зоны ОП МПТ желательно назначать в зависимости от единовременного прибывающих единиц (20 м на одну единицу) с учетом ИД по крайней полосе (10 м на каждые 200 авт./ч для организации возможной зоны слияния потоков).

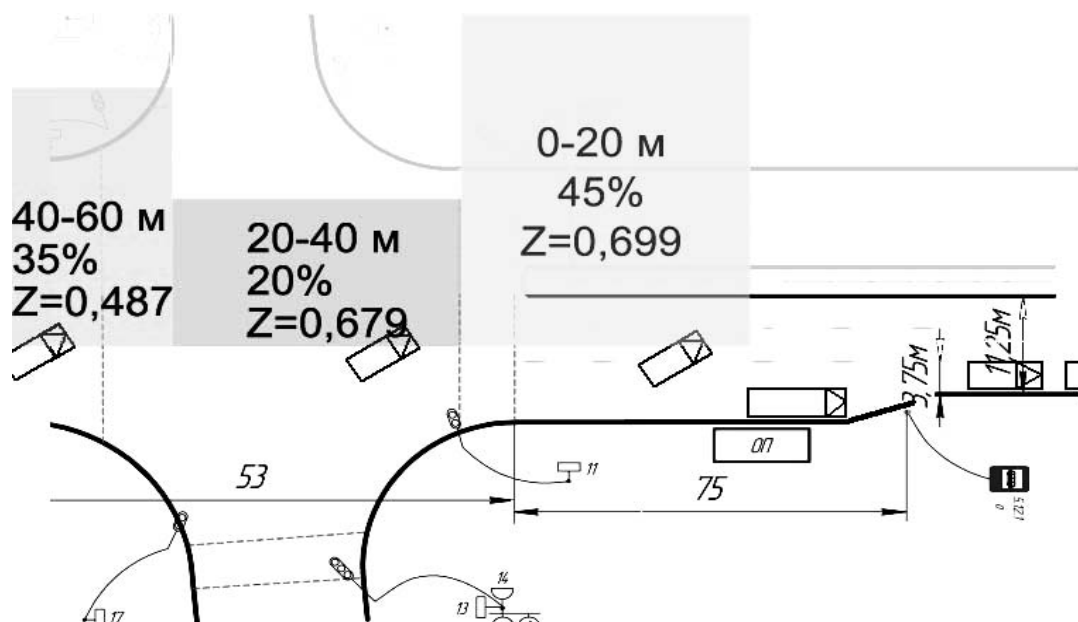


Рис. 10. Перестроения при отсутствии кармана или при наличии стоянки

Также установлено, что при наличии ОП МПТ на перегоне, при отсутствии кармана при ширине проезжей части 9 м и расстоянии между ОП МПТ 30 м и менее возникают проблемы при объезде МПТС на ОП МПТ. При интервале движения МПТС 3 мин и времени обслуживания 20 с вероятность одновременной стоянки двух МПТС на противоположных ОП МПТ 67 %. Чтобы достичь интервала движения МПТС в 3 мин, необходимо всего лишь четыре маршрута, каждый с интервалом в 10 мин для каждого из МПТС.

Как показала практика, при обустройстве карманов на ОП МПТ следует учитывать, что остановочный пункт наравне с пешеходным переходом является местом концентрации пешеходов вдоль проезжей части (вследствие чего – объектом повышенной опасности). За ноябрь 2012 г. было отмечено несколько аварий с выездом автомобилей на ОП МПТ, при этом часть ожидающих пассажиров была травмирована. При расположении ОП МПТ в кармане расстояние до проезжей части от места скопления пассажиров увеличивается, тем самым снижается опасность.

Выводы

1. В ходе исследования установлено, что при наличии кармана водители МПТС в большей степени учитывают сигнал светофора и стараются выезжать при КС для основного транспортного потока. Кроме того, карман отдаляет скопившихся на посадочной площадке пассажиров от проезжей части, что способствует безопасности ОП МПТ.

2. Предложено приводить МПТС к условной единице при проведении исследований в зоне ОП МПТ. Разработаны коэффициенты приведения.

3. Доля ИД по крайней правой полосе при разных параметрах зоны ОП МПТ отражена в табл. 2.

4. При определении пропускной способности ОП МПТ важно учитывать ИД по всей проезжей части, а не только по крайней правой полосе.

5. Определены зависимости ИД по крайней правой полосе от ИД МПТС, количества перестроений от ИД МПТС.

6. Указаны преимущества наличия карманов на ОП МПТ.

Табл. 2. Доля ИД по крайней правой полосе от ИД в данном направлении

Вид ОП МПТ	ИД МПТС, п. е./ч	Две полосы в одном направлении	Три полосы в одном направлении
С карманом	42	46 %	38 %
Без кармана	23	36 %	26 %

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Kapski, D.** Defining the times of operations which occur when public traffic stops at a bus stop for alighting and boarding / D. Kapski, T. Samailovich // Reliability and Statistics in Transportation and Communication : Proceedings of the 12th International Conference (Relstat'12). – Riga : Latvia, 2012. – P. 136–144.

Статья сдана в редакцию 6 февраля 2013 года

Денис Васильевич Капский, канд. техн. наук, доц., Белорусский национальный технический университет. E-mail: 2927781@gmail.com.

Татьяна Николаевна Самойлович, канд. техн. наук, доц., Белорусский национальный технический университет. E-mail: 2927781@gmail.com.

Denis Vasilyevich Kapsky, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian National Technical University. E-mail: 2927781@gmail.com.

Tatiana Nikolayevna Samoilovich, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian National Technical University. E-mail: 2927781@gmail.com.

УДК 621.9.048

М. Г. Киселев, А. В. Дроздов, А. В. Москаленко, П. С. Богдан

**ВЛИЯНИЕ РЕЖИМОВ ЭЛЕКТРОКОНТАКТНОЙ ОБРАБОТКИ
ПОВЕРХНОСТИ ПРОВОЛОЧНОГО ИНСТРУМЕНТА НА ЕГО РЕЖУЩУЮ
СПОСОБНОСТЬ, ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ И ПРОЧНОСТЬ НА РАЗРЫВ**

UDC 621.9.048

M. G. Kiselyov, A. V. Drozdov, A. V. Moskalenko, P. S. Bogdan

**THE EFFECT OF CONDITIONS OF ELECTROCONTACT TREATMENT OF THE
SURFACE OF A WIRE TOOL ON ITS CUTTING ABILITY, WEAR RESISTANCE
AND TENSILE STRENGTH**

Аннотация

Приведены результаты экспериментальных исследований, отражающие влияние модификации исходной поверхности проволочного инструмента путем ее электроконтактной обработки на его основные эксплуатационные показатели, в частности, на режущую способность при распиливании им стеклянных и ферритовых образцов с использованием абразивной суспензии, на интенсивность его изнашивания и значение относительного износа, а также на прочность проволочного инструмента на разрыв. Изложены основные положения механизма положительного влияния параметров модифицированной поверхности проволочного инструмента на повышение его режущей способности и значение относительного износа.

Ключевые слова:

проволочный инструмент, электроконтактная обработка, распиливание, прочность на разрыв, износ.

Abstract

The results of the experimental research are presented reflecting how the modification of an initial surface of a wire tool by electrocontact treatment affects basic performance characteristics of the tool. In particular, how it affects its cutting ability when sawing glass and ferrite samples with the application of abrasive suspension, as well as the intensity of its wear, the value of relative wear, and the tensile strength of a wire tool. The paper presents the basic mechanism of the positive effect of parameters of the modified surface of a wire tool on increasing its cutting power and the value of relative wear.

Key words:

wire tool, electrocontact treatment, sawing, tensile strength, wear.

Введение

В последнее время для разделения (распиливания) слитков монокристаллических полупроводниковых материалов на пластины в качестве инструмента используется тонкая (диаметром 0,15...0,3 мм) стальная проволока [1, 2]. Таким инструментом, в отличие от алмазных кругов с внутренней режущей кромкой, можно обрабатывать

слитки значительно большего диаметра, обеспечивая при этом меньшую толщину распила и меньшую глубину механически нарушенного слоя. Существенным недостатком многопроволочной резки слитков полупроводниковых материалов с подачей в зону обработки абразивной суспензии является низкая производительность выполнения операции. Связано это с тем, что материал заготовки в зоне скользящего

контакта с поверхностью инструмента подвергается воздействию абразивных частиц, находящихся в незакрепленном состоянии и обладающих высокой степенью подвижности за счет их перекачивания. По сравнению с закрепленными такие абразивные частицы вызывают значительно меньшее разрушение материала заготовки, обуславливая тем самым низкую производительность процесса распиливания.

С целью ее повышения авторами

[3, 4] предложено использовать проволоочный инструмент, исходная поверхность которого предварительно модифицирована путем электроконтактной обработки.

В результате электрической эрозии на цилиндрической поверхности проволоки формируются характерные углубления в виде множества отдельных лунок (рис. 1), имеющих по краям наплывы металла, образующие выступы.

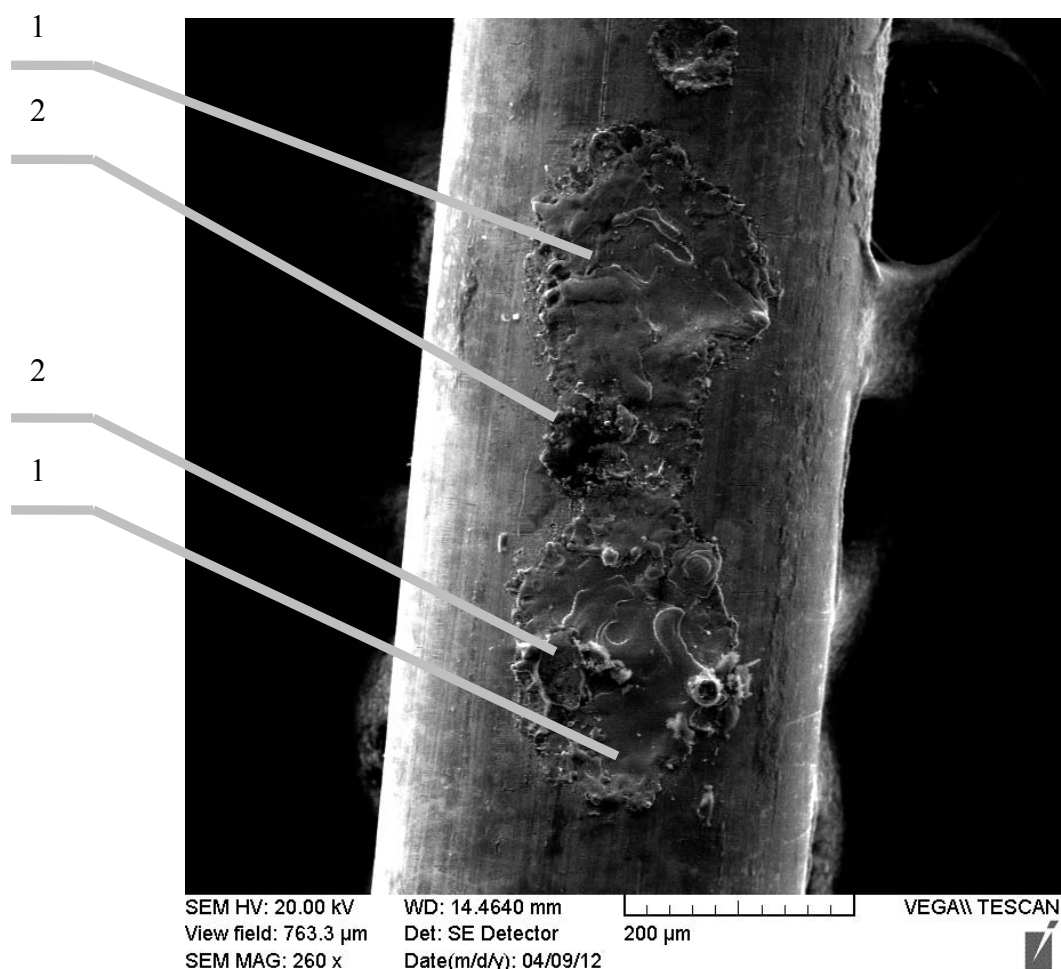


Рис. 1. Фотография поверхности проволоочного инструмента после ее электроконтактной обработки: 1 – лунка; 2 – наплыв

В совокупности эти лунки и выступы выполняют роль своеобразных конструктивных элементов, препятствующих перекачиванию абразивных частиц. Они, наоборот, способствуют закреплению на поверхности инстру-

мента в зоне ее скользящего контакта с обрабатываемой заготовкой, благодаря чему материал последней в зоне распиливания подвергается механическому воздействию большего количества абразивных частиц, находящихся в закреп-

ленном состоянии. Они в сравнении с перекатываемыми абразивными зернами вызывают более интенсивное разрушение материала, в результате чего существенно (в разы) повышается производительность обработки [4]. В предшествующих исследованиях отсутствуют сведения о влиянии этого способа модификации поверхности проволоочного инструмента в процессе распиливания твердых и сверхтвердых материалов на его износостойкость, являющуюся важным эксплуатационным показателем. Кроме того, после электроконтактной обработки в результате локального удаления металла с поверхности проволоочного инструмента площадь его поперечного сечения в местах расположения углублений (лунок) уменьшается, вызывая изменения его прочностных характеристик и, в частности, прочности на разрыв. Отметим, что этот показатель является принципиально важным, т. к. с ним связано обеспечение требуемого в процессе распиливания усилия натяжения проволоочного инструмента. Поэтому, рассматривая целесообразность и эффективность применения электроконтактной обработки, необходимо учитывать ее комплексное влияние на уровень эксплуатационных показателей проволоочного инструмента, включая его режущую способность, износостойкость и прочность на разрыв.

Цель работы заключалась в комплексной экспериментальной оценке влияния режимов электроконтактной обработки поверхности проволоочного инструмента на значения указанных эксплуатационных показателей.

Методика проведения экспериментальных исследований

В качестве испытуемых образцов использовалась стальная латунированная проволока диаметром 0,3 мм. Электроконтактная обработка (ЭКО) поверхности образцов проводилась с помощью специально созданной установки, принципиальная схема и подробное

описание которой приведены в [5]. В ходе выполнения этой операции варьировались напряжение накопительного конденсатора U при его емкости 300 мкФ – от 18 до 48 В, частота прерывания электрической цепи f – от 6 до 20 Гц; скорость перемещения проволоки V была постоянной и составляла 15 мм/с. Обработка осуществлялась с применением диэлектрической жидкости (дистиллированная вода).

После ЭКО проволоочного образца на принятых режимах проводились эксперименты по определению его режущей способности, износостойкости и величины усилия на разрыв. Режущая способность оценивалась по значению интенсивности распиливания проволоочным инструментом стеклянного образца с использованием специально созданной установки, подробное описание которой приведено в [5]. Распиливание осуществлялось при возвратно-поступательном движении стеклянного образца относительно проволоочного инструмента, закрепленного в П-образной рамке, при неизменном усилии его прижатия ($P = 300$ Н) к поверхности образца. Частота двойных ходов образца в минуту составляла 60 при величине хода 100 мм. Применялась абразивная суспензия, состоящая из одной весовой части микропорошка карбида зеленого КЗМ 28 и трех частей машинного масла, наносимая с постоянной периодичностью на поверхность проволоочного инструмента. Продолжительность распиливания стеклянного образца t составляла 10 мин. Значение интенсивности распиливания i вычислялось как отношение площади пропиленного на образце участка ко времени выполнения операции: $i = S/t$.

Износостойкость проволоочного инструмента оценивалась по уменьшению его диаметрального размера d за время распиливания образцов из стекла и феррита. Диаметральный размер определялся перед распиливанием и после него с помощью электронного микро-

метра с ценой деления 1 мкм в двух взаимно-перпендикулярных по сечению направлениях. С учетом неравномерного износа проволочного инструмента по его длине, вызванного принятой кинематикой распиливания (возвратно-поступательное движение заготовки), измерение диаметрального размера проводилось в пяти сечениях: одно в центре, а остальные – по обе стороны от него на расстоянии 10 и 15 мм.

Прочность проволочного инструмента при его одноосном растяжении определялась с помощью разрывной машины NDW-S-0,5 с установленным датчиком LSR-2 1 kN. Испытаниям под-

вергались 10 образцов проволочного инструмента в исходном состоянии его поверхности и 10 образцов после ее электроконтактной обработки.

Результаты экспериментальных исследований и их обсуждение

В табл. 1 приведены значения интенсивности распиливания стеклянного образца проволочным инструментом в исходном состоянии его поверхности и после электроконтактной обработки при различных напряжении накопительного конденсатора U и частоте колебаний f электромагнитного вибратора.

Табл. 1. Значения интенсивности распиливания стеклянного образца проволочным инструментом в исходном состоянии его поверхности и после ее электроконтактной обработки

Значение интенсивности распиливания стеклянного образца i , мм ² /мин									
в исходном состоянии поверхности	после электроконтактной обработки при различных напряжении накопительного конденсатора U и частоте работы вибратора f								
	$f = 10$ Гц				$U = 36$ В				
	$U = 18$ В	$U = 28$ В	$U = 36$ В	$U = 48$ В	$f = 6$ Гц	$f = 8$ Гц	$f = 10$ Гц	$f = 12$ Гц	$f = 20$ Гц
0,12	0,18	0,21	0,24	0,25	0,17	0,18	0,20	0,27	0,26

Из анализа приведенных данных следует, что модификация исходной поверхности проволоки путем ее электроконтактной обработки во всех случаях обеспечивает повышение режущей способности инструмента. С увеличением напряжения накопительного конденсатора с 18 до 42 В значение режущей способности соответственно возрастает с 0,18 до 0,25 мм²/мин, т. к. повышается энергия импульса, что сопровождается ростом размера лунок и наплывов металла по их краям, т. е. элементов на поверхности проволоки, ответственных за снижение степени подвижности абразивных частиц в зоне распиливания. В результате с увеличением размеров этих элементов возрастает количество абразивных зерен, находящихся в закреплённом состоянии, обуславливая тем самым повышение интенсивности рас-

пиливания образца.

С ростом частоты следования импульсов (частоты работы вибратора) в процессе ЭКО проволочного инструмента значение интенсивности распиливания в диапазоне изменения f от 6 до 12 Гц увеличивается, а при дальнейшем повышении частоты – несколько снижается. Влияние частоты параметра на процесс модификации исходной поверхности проволочного инструмента связано с изменением количества лунок, приходящихся на единицу его длины. Повышение последнего показателя за счет увеличения частоты работы вибратора приводит к снижению степени подвижности абразивных частиц в зоне распиливания за счет роста количества элементов (лунок и наплывов металла), приходящихся на единичную поверхность проволочного инструмента и пре-

пятствующих перекачиванию абразивных частиц в зоне распиливания. Таким образом, с увеличением частоты работы вибратора возрастает количество абразивных частиц, находящихся в зоне обработки в закреплённом состоянии, что приводит к повышению интенсивности распиливания образца. Частота работы вибратора, приводящая к снижению интенсивности распиливания, объясняется следующим образом. При малых частотах работы вибратора (от 6 до 12 Гц) количество реализуемых в процессе ЭКО электрических разрядов, вызывающих эрозию поверхности проволоочного инструмента, соответствует частоте прерывания им электрической цепи. При более высоких частотах работы вибратора (свыше 12 Гц) это соответствие нарушается из-за так называемых холостых импульсов, которые не вызывают эрозию обрабатываемой поверхности. Таким образом, несмотря на повышение частоты прерывания электрической цепи за счет работы вибратора, количество электрических разрядов, вызывающих эрозию металла обрабатываемой поверхности, снижается. В результате уменьшается количество получаемых на

ней элементов (лунок и наплывов металла), препятствующих перекачиванию абразивных частиц в зоне обработки, что приводит к снижению интенсивности распиливания образца. Заметим, что соотношение между количеством прерываний электрической цепи за счет работы вибратора и количеством реализуемых в зоне обработки разрядов, вызывающих эрозию поверхности проволоочного инструмента, зависит также от параметров электрической цепи, в частности, от емкости накопительного конденсатора и сопротивления токоограничивающего резистора [6].

На рис. 2 представлены значения диаметрального размера проволоочного инструмента в исходном состоянии и после электроконтактной обработки его поверхности ($U = 36$ В, $f = 10$ Гц), а также зависимости изменения этого параметра в пяти сечениях по длине инструмента после распиливания им ферритового образца. Сечение 3 происходит по середине длины инструмента, сечения 2 и 4 – по обе стороны от него на расстоянии 10 мм и сечения 1 и 5 – по обе стороны от него на расстоянии 15 мм.

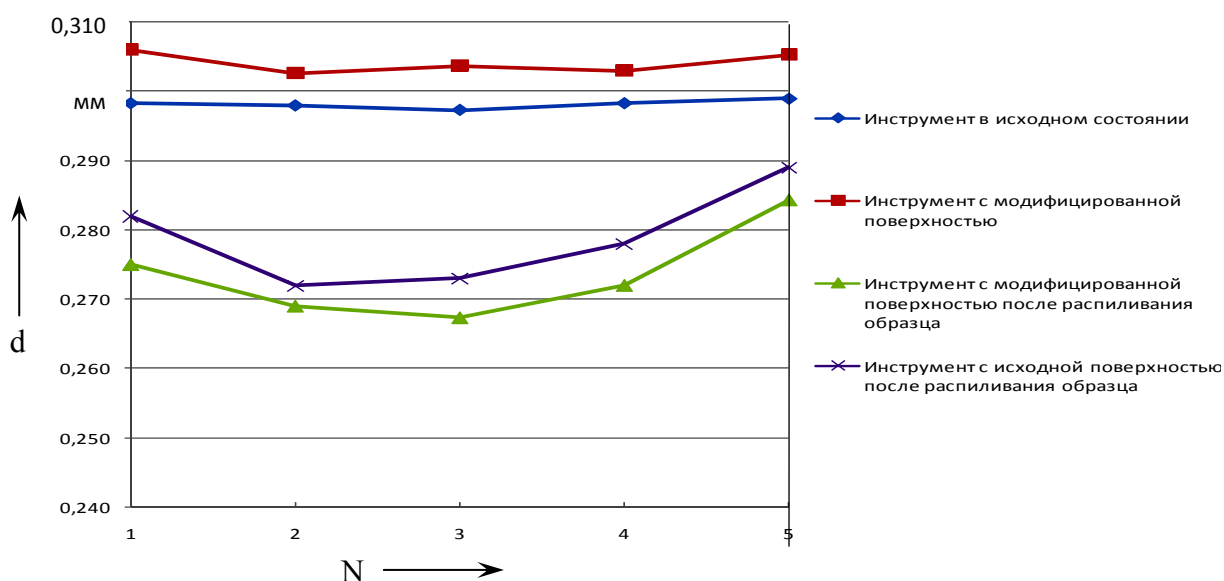


Рис. 2. Значение диаметрального размера d проволоочного инструмента в исходном состоянии его поверхности и после ее электроконтактной обработки и изменение этого параметра по длине инструмента после распиливания им ферритового образца: N – номер сечений по длине инструмента

Помимо того, диаметральный размер инструмента после электроконтактной обработки его поверхности на 5...8 мкм превышает аналогичный параметр инструмента в исходном состоянии. Это увеличение связано с наплывами металла (выступами) по краям, полученными в результате электрической эрозии лунок на исходной поверхности инструмента. Поэтому по разности диаметральных размеров проволоки в исходном состоянии и после ее электроконтактной обработки можно в первом приближении определить высоту получаемых на ее поверхности наплывов металла в результате выполнения ЭКО.

Согласно полученным экспериментальным данным, после распиливания ферритового образца в течение 10 мин диаметральный размер инструмента с модифицированной поверхностью уменьшился значительно по сравнению с размером инструмента в исходном ее состоянии. Причем в обоих случаях линейный износ инструмента по длине происходит неравномерно: наибольшее его значение наблюдается в среднем по длине сечения, а с увеличением расстояния от него величина износа снижается, что, как отмечалось выше, объясняется принятой кинематикой выполнения операции распиливания образца. Поэтому для сравнительной оценки износостойкости испытуемых инструментов следует использовать значение их линейного износа в среднем по длине сечения, т. е. его наибольшее значение. Тогда, согласно полученным экспериментальным данным, линейный износ инструмента после электроконтактной обработки его поверхности в 1,11 раза превышает этот показатель инструмента в исходном ее состоянии. При этом интенсивность изнашивания инструмента в первом случае составила 2,9...3,1 мкм/мин, а во втором – 2,6...2,8 мкм/мин, расчетные значения износостойкости, соответственно, получились равными

0,712...0,716 и 0,641...0,645 мкм/м.

Очевидно, что более интенсивное изнашивание инструмента после электроконтактной обработки его поверхности объясняется следующими обстоятельствами. Во-первых, в процессе распиливания наплывы металла воспринимают основную нагрузку, действующую в зоне обработки, в результате чего подвергаются интенсивному изнашиванию. Во-вторых, благодаря наличию на поверхности инструмента углублений, препятствующих перекачиванию абразивных частиц в зоне распиливания, интенсифицируется их механическое воздействие как на обрабатываемый материал, так и на поверхность проволочного инструмента, вызывая тем самым большую, чем у инструмента с исходной поверхностью, величину износа. Отмеченное наглядно иллюстрируется фотографиями поверхности проволочного инструмента в ее исходном состоянии и после распиливания (рис. 3).

Вместе с тем, основным технологическим показателем, определяющим эффективность проволочного инструмента, является величина его относительного износа, т. е. отношение массы или объема удаленного материала к величине износа инструмента. В данном случае этот показатель удобно выразить отношением интенсивности распиливания образца к интенсивности изнашивания проволочного инструмента. После измерения глубины пропила на ферритовом образце и выполнения соответствующих расчетов установлено, что значение относительного износа инструмента с обработанной поверхностью составило 1,60, а инструмента с исходной поверхностью 0,96. Таким образом, принятый способ модификации исходной поверхности проволочного инструмента позволяет в 1,66 раза увеличить значение относительного износа, что свидетельствует о высокой эффективности применения электроконтактной обработки.

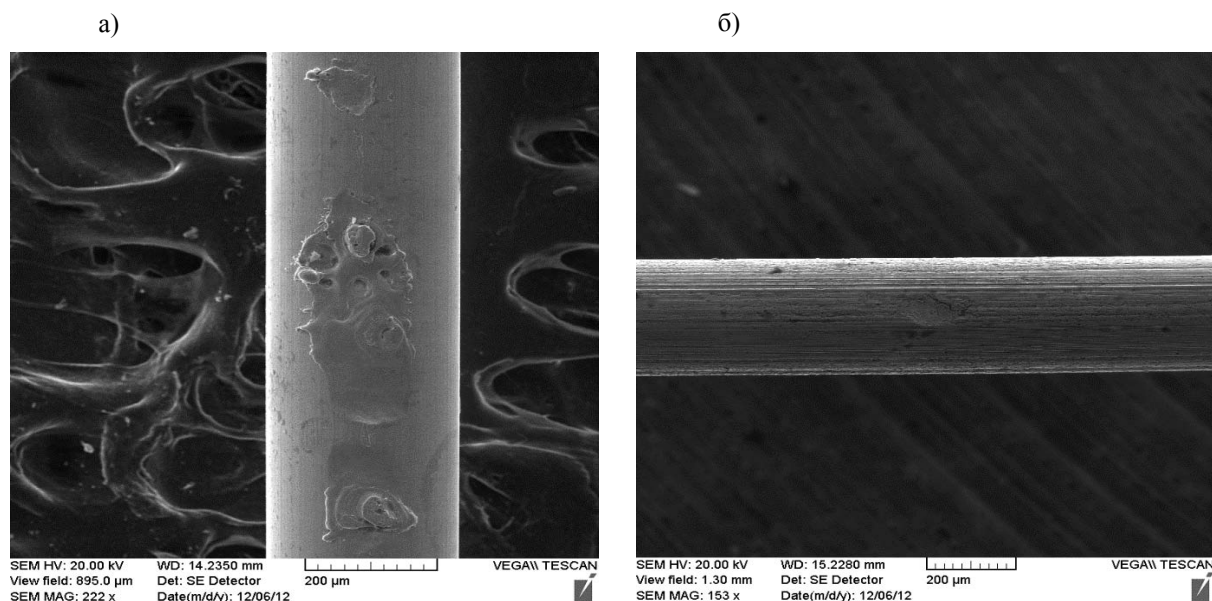


Рис. 3. Фотография поверхности проволочного инструмента после ее электроконтактной обработки (а) и после распиливания им ферритового образца (б)

По результатам испытаний, проведенных на разрывной машине, установлено, что среднее усилие разрыва образцов проволочного инструмента в исходном состоянии их поверхности составило 259 Н, а образцов с модифицированной поверхностью – 241,2 Н. То есть снижение этого показателя инструмента за счет электроконтактной обработки его поверхности не превышает 7 %, что вполне допустимо для обеспечения необходимого усилия натяжения инструмента при операции распиливания.

Выводы

На основании анализа полученных экспериментальных данных сделаны следующие выводы.

1. Модификация исходной поверхности проволочного инструмента путем ее электроконтактной обработки (ЭКО) обеспечивает повышение его режущей способности (интенсивности распиливания) в сравнении с инструментом, применяемом в исходном состоянии поверхности.

2. В процессе ЭКО за счет электрической эрозии на поверхности про-

волоки образуются лунки, имеющие по краям наплывы застывшего металла, которые в совокупности выполняют роль своеобразных конструктивных элементов, снижающих степень подвижности (перекатывания) абразивных частиц в зоне распиливания, куда они подаются в составе суспензии. В результате возрастает количество абразивных частиц, находящихся в зоне обработки в закреплённом состоянии, которые, в сравнении с перекатывающимися, вызывают более интенсивное разрушение материала заготовки, обуславливая тем самым повышение режущей способности проволочного инструмента с модифицированной поверхностью.

3. С увеличением размеров и количества, приходящегося на единицу длины инструмента, лунок и наплывов металла на исходной поверхности проволоки за счет повышения в процессе ЭКО напряжения накопительного конденсатора U и частоты следования электрических импульсов f возрастает эффективность влияния этих элементов на степень снижения подвижности абразивных частиц в зоне обработки, что обеспечивает повышение режущей спо-

собности проволочного инструмента.

4. В процессе распиливания ферритового образца интенсивность изнашивания проволочного инструмента с модифицированной поверхностью ($U = 36$ В, $f = 10$ Гц) оказывается выше, чем инструмента в исходном состоянии поверхности ($2,9...3,1$ против $2,6...2,8$ мкм/мин). Вместе с тем, значение относительного износа (отношение интенсивности распиливания к интенсивности изнашивания) инструмента с модифицированной поверхностью в 1,6 раза превышает этот показатель инструмента в исходном состоянии его поверхности, что свидетельствует о высокой эффективности применения операции электроконтакт-

ной обработки исходной поверхности проволочного инструмента с целью повышения как его режущей способности, так и относительного износа.

5. Значение усилия разрыва образцов проволочного инструмента в исходном состоянии поверхности составило 259 Н, а после ее электроконтактной обработки ($U = 42$ В, $f = 10$ Гц) – 241,2 Н. Таким образом, снижение этого показателя проволочного инструмента за счет электроконтактной обработки его поверхности на превышает 7 %, что почти не влияет на обеспечение требуемого усилия натяжения инструмента в процессе операции распиливания.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Пичугин, И. Г. Технология полупроводниковых приборов : учеб. пособие для вузов по специальности «Полупроводники и диэлектрики», «Полупроводниковые и микроэлектронные приборы» / И. Г. Пичугин, Ю. М. Таиров. – М. : Высш. шк., 1984.
2. Шелег, В. К. Повышение эффективности использования монокристаллического кремния при резке слитков на пластины / В. К. Шелег, А. Е. Корзун, С. Э. Крайко // Вестн. БНТУ. – 2009. – № 2.
3. Модификация исходной поверхности проволочного инструмента с целью придания ей режущей способности путем применения электроконтактной обработки / М. Г. Киселев [и др.] // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2012. – № 1.
4. Влияние способа выполнения электроконтактной обработки исходной поверхности проволочного инструмента на его режущую способность / М. Г. Киселев [и др.] // Вестн. ГГТУ им. П. О. Сухого. – 2012. – № 3.
5. Методика и оборудование для оценки режущей способности проволочного инструмента / М. Г. Киселев [и др.] // Метрология и приборостроение. – 2012. – № 1.
6. Электрофизические и электрохимические методы обработки материалов : учеб. пособие в 2 т. Т. 1 : Обработка материалов с применением инструмента / Б. А. Артамонов [и др.] ; под ред. В. П. Смоленцева. – М. : Высш. шк., 1983.

Статья сдана в редакцию 5 февраля 2013 года

Михаил Григорьевич Киселев, д-р техн. наук, проф., Белорусский национальный технический университет. Тел.: 8-029-756-64-05.

Алексей Владимирович Дроздов, канд. техн. наук, доц., Белорусский национальный технический университет. Тел.: 8-025-949-00-26. E-mail: dav7@tut.by.

Андрей Валерьевич Москаленко, начальник лаборатории, УП «Завод Электронмаш». Тел.: 8-029-653-05-35. E-mail: andrei.by@tut.by.

Павел Сергеевич Богдан, студент, Белорусский национальный технический университет. Тел.: 8-029-255-24-31. E-mail: bpc@mail.ru.

Mikhail Grigoryevich Kiselyov, DSc (Engineering), Prof., Belarusian National Technical University. Tel.: 8-029-756-64-05.

Aleksei Vladimirovich Drozdov, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian National Technical University. Tel.: 8-025-949-00-26. E-mail: dav7@tut.by.

Andrei Valeryevich Moskalenko, Head of the laboratory, UP «Elektonmash». Tel.: 8-029-653-05-35. E-mail: andrei.by@tut.by.

Pavel Sergeyevich Bogdan, student, Belarusian National Technical University. Tel.: 8-029-255-24-31. E-mail: bpc@mail.ru.

УДК 621.7/9.048.7

С. Ю. Котов, Г. Я. Беляев

**ВЛИЯНИЕ СКВОЗНОЙ ПОРИСТОСТИ PVD-ПОКРЫТИЯ ZrN
НА КОРРОЗИОННУЮ СТОЙКОСТЬ СФЕРИЧЕСКИХ ПОДЛОЖЕК
ИЗ СТАЛИ ШХ15**

UDC 621.7/9.048.7

S. Y. Kotov, G. Y. Belyaev

**THE IMPACT OF THROUGH POROSITY OF ZIRCONIUM NITRIDE (ZrN)
PVD-COATING ON THE CORROSION RESISTANCE OF SPHERICAL
BACKINGS MADE OF ШХ15 STEEL**

Аннотация

С целью изучения вопроса влияния вакуумных покрытий на работоспособность подшипников качения были проведены исследования пористости и коррозионной стойкости элементов качения, упрочненных *PVD*-покрытием *ZrN* различной толщины. Получены результаты влияния параметров процесса нанесения вакуумно-плазменных напылений на сквозную пористость получаемых покрытий. В ходе сравнительных лабораторных испытаний было установлено влияние покрытия *ZrN* на скорость образования первых очагов коррозии, а также их качественную и количественную характеристики.

Ключевые слова:

ионно-плазменные покрытия, пористость, *PVD*-покрытия, коррозионная стойкость стали ШХ15 ГОСТ 801-78.

Abstract

The porosity and corrosion resistance of rolling elements, strengthened by *PVD*-coated *ZrN* of different thicknesses have been investigated to study the impact of vacuum coatings on the performance of rolling bearings. The results of the influence of parameters of the vacuum-plasma deposition process on through porosity of produced coatings are received. The comparative laboratory tests also revealed the influence of *ZrN* coating on the rate of formation of first corrosion centers and their qualitative and quantitative characteristics.

Key words:

ion-plasma coatings, porosity, *PVD*-coatings, corrosion resistance of steel of ШХ15 GOST 801-78 grade.

Одной из главных причин отказов и преждевременного выхода техники из строя являются износ и недостаточная усталостная прочность элементов узлов трения. Согласно статистике, из-за влияния указанных факторов ежегодно простаивает до 30 % техники, что приводит к существенным экономическим потерям, снижению рентабельности и конкурентоспособности продукции. Уменьшение затрат, связанных с преждевременной поломкой узлов трения,

могло бы значительно улучшить экономический климат в различных отраслях народного хозяйства.

Как показывает практика, основная причина выхода из строя подшипников – суммарный результат процессов износа и коррозии, получивший наименование *трибокоррозии*. И если методы увеличения износостойкости деталей машин разработаны в определенной степени, то методы повышения коррозионной стойкости подшипниковых уз-

лов изучены недостаточно.

Анализ научных исследований показывает, что наибольшее внимание в вопросе увеличения усталостной прочности подшипников уделяется следующим направлениям:

- улучшению условий процесса смазки за счет придания смазочным материалам при помощи различных присадок повышенных эксплуатационных характеристик;

- увеличению точности деталей подшипников качения в результате ужесточения допусков на размеры;

- повышению эксплуатационных характеристик поверхностного слоя деталей подшипников за счет применения новейших и совершенствования традиционных методов обработки.

Популярность указанных направлений объясняется их простотой, универсальностью и относительно низкой стоимостью.

В качестве защиты от коррозии и причин, способных ее провоцировать, ведущими производителями подшипников качения называются выбор определенного смазочного материала и применение подшипников из нержавеющей стали, керамики и т. п. Однако стоит отметить, что использование смазочных материалов в условиях, способных существенно повлиять на коррозионную сопротивляемость подшипников, возможно далеко не всегда, а применение подшипников из коррозионно-стойких материалов экономически нецелесообразно из-за высокой стоимости [1].

Решением данной проблемы могло бы стать нанесение на подшипники качения вакуумных покрытий тугоплавких металлов, по свойствам схожих с керамикой.

Таким образом, целью научного исследования явилось изучение влияния параметров *PVD*-покрытия *ZrN*, обладающего высокой износостойкостью, пониженным коэффициентом трения,

высокой адгезией к материалу подложки, и других эксплуатационных характеристик на коррозионную стойкость.

Образцы вакуумно-плазменных напылений представляли собой сферические тела номинальным диаметром 11,509 мм. Материал шаров – закаленная сталь ШХ15 ГОСТ 801-78 твердостью 62...64 HRC.

Перед нанесением покрытия шары были обезжирены бензином «Калоша» ГОСТ 443-76 и техническим этиловым спиртом ГОСТ 17299-78, поверхность подвергалась предварительной подготовке в виде ионной бомбардировки ионами жесткого металла.

Нанесение покрытия *ZrN* производили на установке вакуумно-дугового распыления «Булат». В качестве приспособления использовали устройство для нанесения покрытий в вакууме на сферические подложки.

Время нанесения покрытия выбиралось из соображений формирования покрытий толщиной 0,5; 1; 2; 3; 5; 10 и 15 мкм.

Измерения пористости производились согласно ГОСТ 9.302-88 методом погружения, основанным на взаимодействии металла подложки с реагентом в местах наличия сквозных пор с образованием окрашенных соединений. Образцы погружали в раствор, состоящий из водных растворов калия железосинеродистого (3 г/дм^3) и натрия хлористого (10 г/дм^3), и выдерживали в нем в течение 5 мин при температуре воздуха в помещении $(20 \pm 2)^\circ\text{C}$. Затем промокали фильтровальной бумагой ГОСТ 26893-86 и выдерживали образцы на воздухе до полного высыхания. После чего на контролируемой поверхности подсчитывали число синих точек, соответствующее числу пор, под микроскопом ($\times 30$ крат).

Также измерение пористости производилось методом подсчета язвенных очагов коррозии при выдержке образцов покрытий в коррозионно-активных

средах. При этом оценивались качественная (средний диаметр) и количественная составляющие очагов коррозии, замерялось время их возникновения. В качестве сред использовались: 5-процентный раствор лимонной кислоты ($pH = 3$), 3-процентный раствор $NaCl$ ($pH = 5$), водопроводная вода ($pH = 7,5$) и водный раствор гидроксида аммония ($pH = 12$). Уровень pH проверяли при помощи бумаги индикаторной универсальной ТУ 6-09-1181-89.

Поры и очаги коррозии подсчитывались пятикратно для образцов из стали ШХ15 с покрытием ZrN и без него. Область подсчета выбиралась в случайном порядке. В качестве показателей коррозии принимались время возникновения первых очагов, среднеарифметическое значение качественного и количественного показателей очагов коррозии.

Фотографирование очагов коррозии производилось на комплексе микро- и макроанализа на базе микроскопа МКИ2М.

Результаты исследования

При исследовании пористости методом погружения и выдержки согласно ГОСТ 9.302-88 на образцах следов взаимодействия металла подложки с реактивом выявлено не было. Однако данный факт допускает возможность наличия в покрытиях дефектов в виде сквозной пористости малого диаметра общим числом менее 5 %.

При проведении исследования коррозионной стойкости образцов из стали ШХ15 и с напылением ZrN толщиной 5 мкм было зафиксировано время возникновения первых очагов коррозии в средах различного химического состава. Результаты исследования представлены на рис. 1...2.

Как следует из приведенных данных, наибольшую стойкость к возникновению очагов коррозии упрочненные и серийные тела качения демонстрируют в щелочных средах, наименьшую – в кислых.

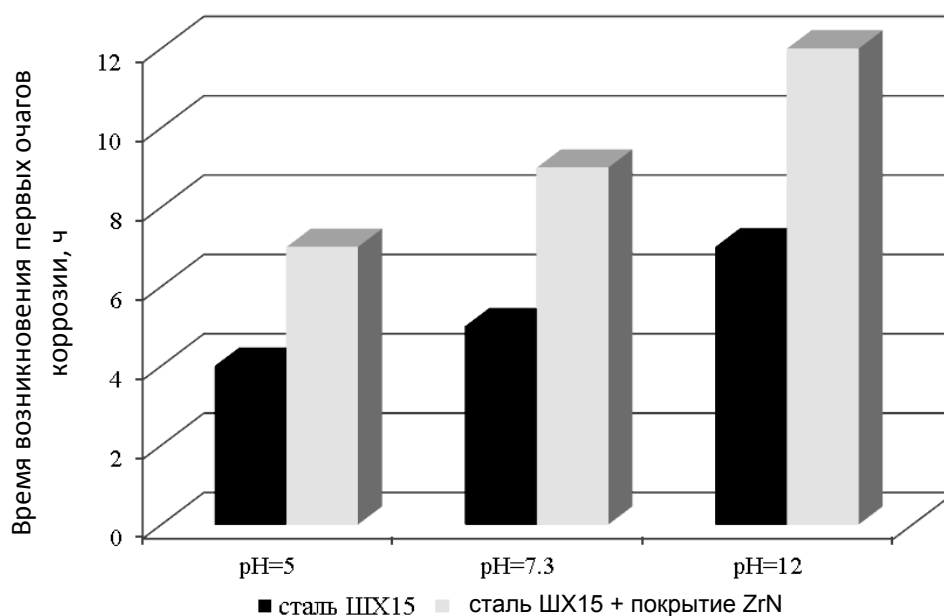


Рис. 1. Время возникновения первых очагов коррозии на образцах из стали ШХ15 и с PVD-покрытием ZrN толщиной 5 мкм в различных средах

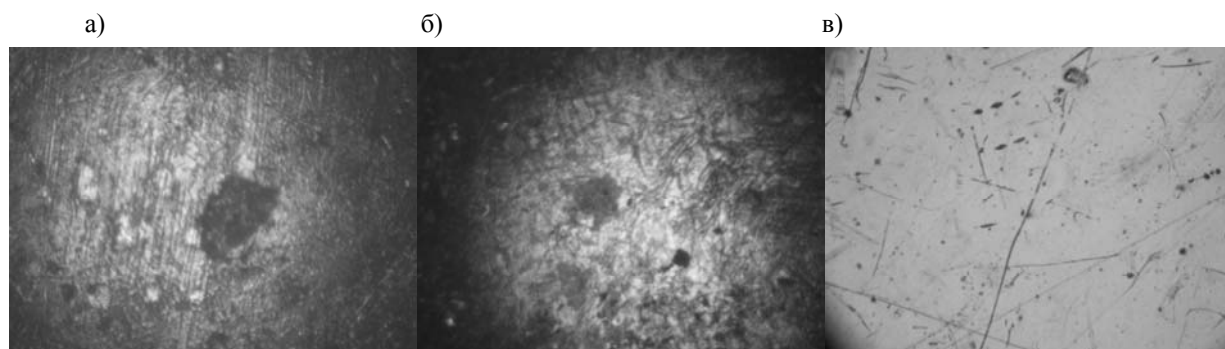


Рис. 2. Состояние поверхности элементов качения при проведении коррозионных испытаний в водопроводной воде ($\times 60$ крат): а – из стали ШХ15 по истечении 3 ч; б – из стали ШХ15 по истечении 5 ч; в – с PVD-покрытием ZrN толщиной $h = 5$ мкм по истечении 5 ч

Время возникновения первых визуально зафиксированных очагов коррозии на образцах с покрытием на основе нитрида циркония в среднем на 70...80 % больше, чем на неупрочненных, что можно объяснить протеканием коррозионной реакции только в сквозных порах, а также ограниченным доступом коррозионно-агрессивной среды к материалу подложки в порах покрытия малого диаметра, заполненной воздухом. В этом случае поступление раствора к материалу подложки будет происходить в основном под действием капиллярных эффектов.

При проведении исследования в растворе лимонной кислоты упрочненные и неупрочненные образцы спустя 12 ч были покрыты плотным черным матовым налетом, обладающим сильным сцеплением с материалами покрытия и стали. По истечении 240 ч эксперимента на поверхности образцов следов коррозии обнаружить не удалось, что можно объяснить спецификой химического взаимодействия раствора с материалом покрытия.

Следует также отметить, что исследование коррозионной стойкости тел качения в остальных жидких растворах сопровождалось появлением светлых бурых продуктов коррозии вокруг об-

разцов, которое было визуально зафиксировано спустя 8...12 ч после начала эксперимента.

В ходе определения качественной оценки очагов коррозии было установлено, что материал покрытия и режимы его нанесения мало влияют на защитные свойства образцов, а значительное влияние оказывает толщина формируемого покрытия. Также установлена зависимость, близкая к линейной, геометрического размера очага коррозии, который рассматривался как альтернативный параметр пористости, от толщины покрытия, представленной на рис. 3.

Согласно результатам эксперимента, минимальная величина среднего диаметра пятна коррозии ($d_{CPmin} = 2,5$ мкм) наблюдалась при наименьшей минимальной толщине покрытий ($h_{min} = 0,5$ мкм), а максимальный средний диаметр очагов коррозии – при больших толщинах покрытия ($h_{max} = 15$ мкм).

Результаты исследований влияния толщины покрытия на количество очагов коррозии представлены на рис. 4...5.

Согласно полученным результатам, максимальное количество очагов коррозии наблюдалось на образцах толщиной покрытия 1 мкм, а минимальное – на образцах толщиной 10 мкм.

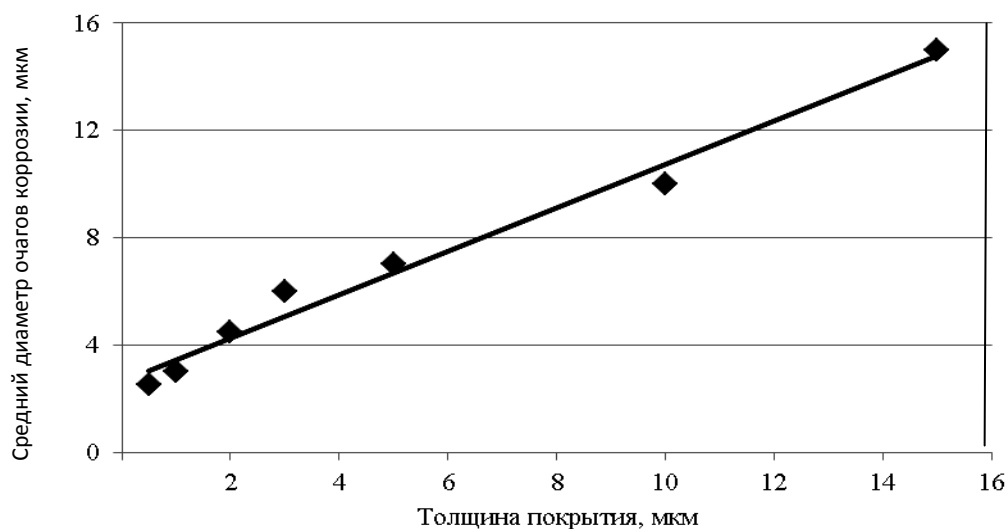


Рис. 3. График зависимости среднего диаметра очагов коррозии от толщины *PVD*-покрытия *ZrN* в водопроводной воде

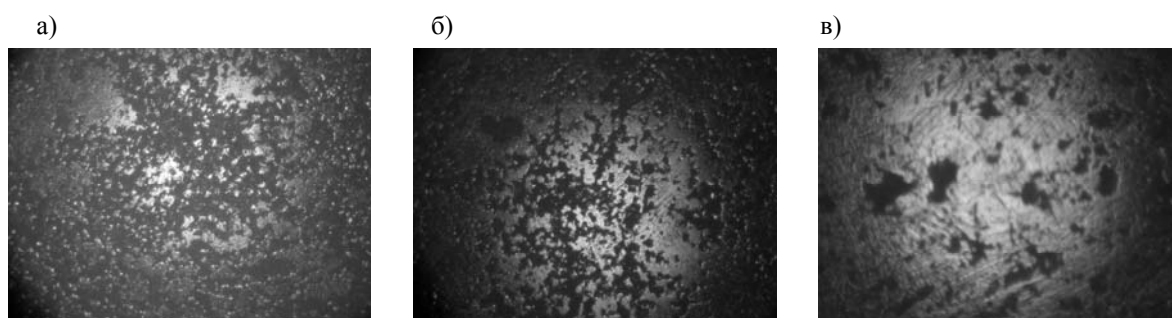


Рис. 4. Развитие очагов коррозии для покрытий различной толщины *PVD*-покрытия *ZrN* в водопроводной воде по истечении 240 ч ($\times 60$ крат): а – покрытие толщиной $h = 0,5$ мкм; б – покрытие толщиной $h = 1$ мкм; в – покрытие толщиной $h = 5$ мкм

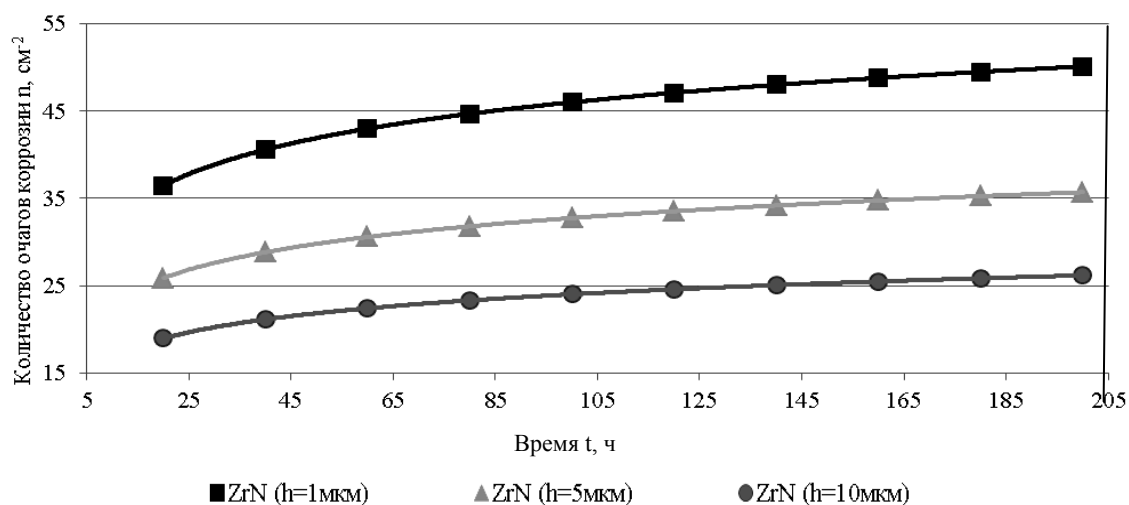


Рис. 5. Зависимость количества очагов коррозии от толщины *PVD*-покрытия *ZrN* для покрытий толщиной 1; 5 и 10 мкм в водопроводной воде

С увеличением толщины ее влияние на количественный фактор коррозии уменьшается. Это можно предположительно объяснить следующим:

1) при формировании покрытий средней и больших толщин происходит так называемое «залечивание» дефектов, обусловленное спецификой процесса получения покрытия, образование более совершенной поликристаллической структуры и возникновение замкнутых вакуумных и открытых пор [2];

2) определяющую роль для количества возникающих очагов коррозии играет отношение диаметра сквозной поры, в которой он образуется, к толщине покрытия. Так, при высоких значениях *относительной геометрической характеристики сквозной поры покрытия d/h* (применительно к исследуемому покрытию при диаметре пор $d = 2,5$ мкм и толщине покрытия $h = 0,5$ мкм $d/h = 5$) скорость образования новых очагов коррозии максимальна. Минимальная же скорость коррозии наблюдается при $d/h = 1$, когда доступ химически агрессивной среды к материалу подложки затруднен из-за относительно малого диаметра и большой глубины сквозной поры. В этом случае возникновение очага коррозии наблюдается несколько позже [3];

3) для сквозных пор с минимальным значением d/h возможна ситуация, когда на дне сквозной поры образуется очаг коррозии, однако дальнейшее его развитие затруднено из-за высокой адгезии покрытия с материалом основания и перекрытия продуктами коррозии доступа коррозионно-агрессивной среды к материалу подложки. В этом случае процесс коррозии будет значительно замедлен, а визуальный способ идентификации очага коррозии в начальный период разрушения металла затруднен и будет возможен только по истечении определенного периода времени.

При обработке данных, полученных в ходе определения пористости PVD-покрытий методом подсчета количества очагов коррозии в жидких средах, в приложении *Microsoft Office Excel 2010* установлено, что зависимость возникновения очагов коррозии от толщины покрытия и химической активности среды наиболее близка к логарифмической, которую можно описать уравнением

$$K = A \cdot \ln t + B,$$

где K – количество очагов коррозии на единицу площади, см^{-2} ; t – время нахождения образца в жидкой среде, ч; A и B – эмпирические коэффициенты, зависящие от толщины покрытия и химической активности среды.

Для PVD-покрытия ZrN толщиной $h = 1$ мкм была построена номограмма, представленная на рис. 6, характеризующая изменение числа очагов коррозии на сферической подложке в зависимости от времени испытаний и pH -среды.

Осмотр образцов по истечении 240 ч испытаний позволил условно разделить все очаги коррозии на три группы: мелкие (средний геометрический параметр не более 20 мкм), средние (порядка 20...50 мкм) и крупные (более 50 мкм). Общее число пор каждой группы для покрытий различной толщины и неупрочненных поверхностей представлено на рис. 7 [3].

Следует также отметить, что распределение очагов коррозии по поверхности образцов с покрытием, в отличие от неупрочненных, носит определенный характер: это либо скопление мелких очагов с небольшим выделением продуктов реакции, либо отдельные крупные очаги коррозии. Такое различие можно объяснить поэтапной реализацией электрохимического и химического механизмов развития коррозионных процессов в сквозных порах PVD-покрытий.

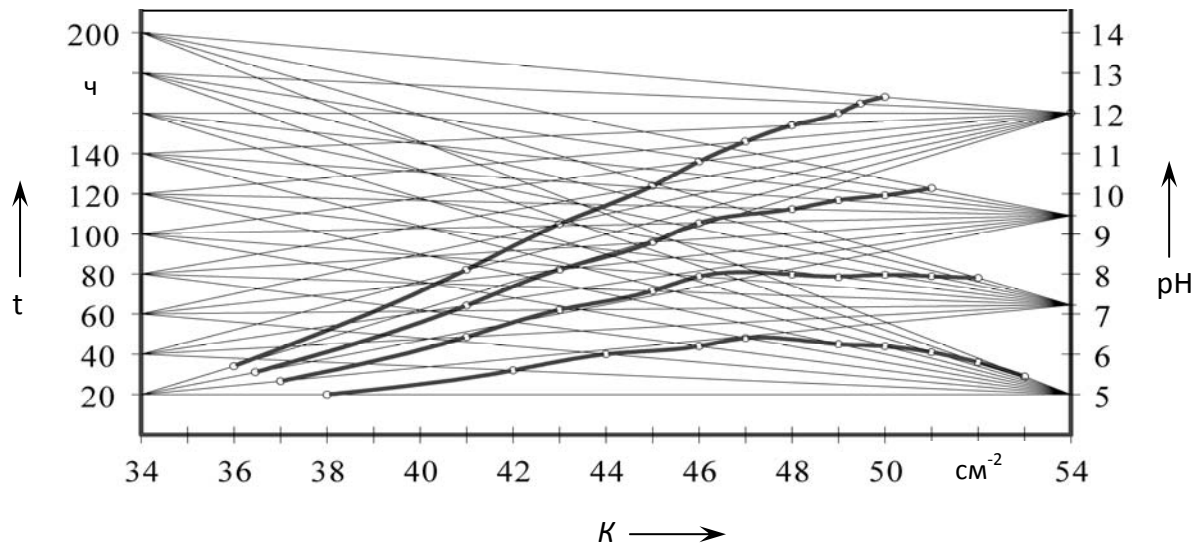


Рис. 6. Номограмма для определения количества очагов коррозии K в зависимости от pH -среды и времени испытаний для сферических тел из стали ШХ15 с PVD -покрытием ZrN толщиной 1 мкм

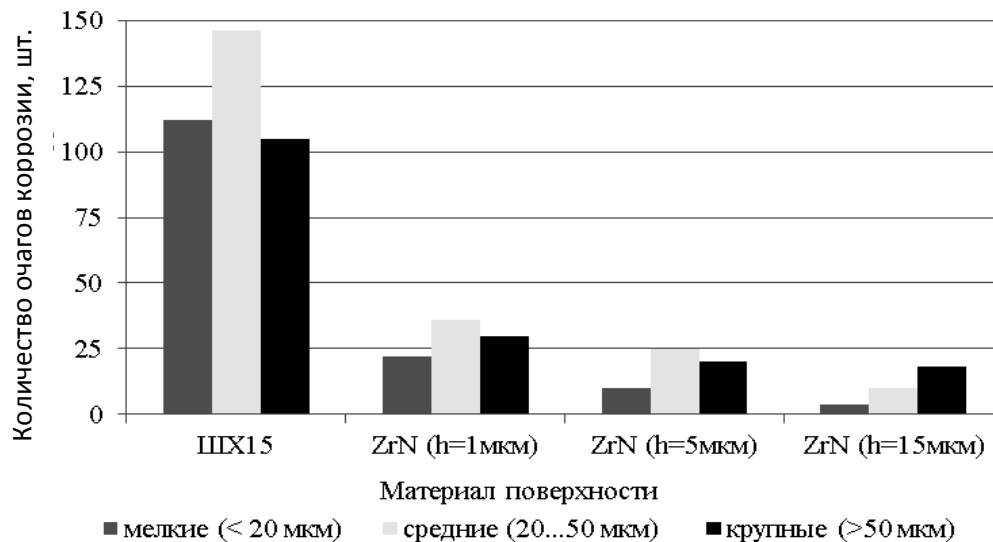


Рис. 7. Зависимость характеристик коррозии для стали ШХ15 от различной толщины покрытия ZrN при испытаниях в водопроводной воде по истечении 240 ч

Так, если скопление точек коррозии многочисленно, то вероятность зарождения и развития нового локального очага определяется феноменологическим параметром электрохимической гетерогенности $\Delta\phi_0$ (впервые предложен в [4]), который существенно превышает величину ЭДС гальванопары Эванса, что приводит к подавлению ее активности по химическому механизму. В этом

случае процесс коррозии стали, упрочненной ZrN , носит исключительно электрохимический характер, при котором анодный процесс сдерживается поляризационными эффектами.

В случае одиночной сквозной поры определенного диаметра значения $\Delta\phi_0$ достаточно малы, что существенно повышает эффективность работы гальванопары Эванса и создает предпосыл-

ки для перехода от электромеханического к химическому способу развития очага коррозии. При этом процесс анодного растворения в поре катодного покрытия идет без сдерживания поляризационными эффектами и скорость коррозии значительно выше, чем при электрохимическом растворении.

Выводы

Данные исследования позволяют утверждать, что:

- 1) сталь ШХ15 обладает наибольшей коррозионной стойкостью в щелочных и нейтральных средах, минимальной – в кислых;
- 2) антикоррозионные свойства покрытия определяются прежде всего его

дефектами, в частности, наличием в нем сквозных пор, число которых находится в линейной зависимости от толщины покрытия;

3) *PVD*-покрытия имеют хорошие защитные свойства: они позволяют увеличить время возникновения первых очагов коррозии на 70...80 %, а нанесение покрытия *ZrN* толщиной $h = 5$ мкм дает возможность сократить их общее число более чем в 12 раз (по итогам десятидневных испытаний);

4) увеличение числа очагов коррозии на образцах без покрытия происходит по зависимости, близкой к линейной, а на образцах с покрытием *ZrN* – близкой к логарифмической.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Подшипники качения : справ. пособие / Н. А. Спицын [и др.] ; под общ. ред. Н. Ю. Благосклонова. – М. : Машгиз, 1961. – 828 с.
2. Мрочек, Ж. А. Основы технологии формирования многокомпонентных вакуумных электродуговых покрытий / Ж. А. Мрочек, Б. А. Эйзнер, В. А. Марков. – Минск : Навука і тэхніка, 1991. – 95 с.
3. Костржицкий, А. И. К вопросу о пористости ионно-плазменных покрытий из нитрида титана на стали / А. И. Костржицкий, Т. В. Чебан, А. Д. Соколов // Вопросы химии и химической технологии. Процессы и аппараты химических производств, защита от коррозии. – 2008. – № 3. – С. 99–103.
4. Костржицкий, А. И. Способы получения и свойства коррозионно-стойких вакуумных многокомпонентных пленок и покрытий : автореф. дис. ... д-ра техн. наук / НИФХИ им. Л. Я. Карпова. – М., 1988. – 37 с.

Статья сдана в редакцию 11 февраля 2013 года

Сергей Юрьевич Котов, аспирант, Белорусский национальный технический университет. Тел.: +375-29-119-80-57. E-mail: Kotov_Sergey09@mail.ru.

Геннадий Яковлевич Беляев, канд. техн. наук, проф., Белорусский национальный технический университет.

Sergey Yuryevich Kotov, PhD student, Belarusian National Technical University. Tel.: +375-29-119-80-57. E-mail: Kotov_Sergey09@mail.ru.

Gennady Yakovlevich Belyaev, PhD (Engineering), Prof., Belarusian National Technical University.

УДК 669.017

Ф. Г. Ловшенко, Г. Ф. Ловшенко, З. М. Ловшенко, А. С. Федосенко

ОПТИМИЗАЦИЯ СОСТАВА ШИХТЫ МЕХАНИЧЕСКИ ЛЕГИРОВАННЫХ ПОРОШКОВ ДЛЯ ГАЗОТЕРМИЧЕСКИХ ПОКРЫТИЙ

UDC 669.017

F. G. Lovshenko, G. F. Lovshenko, Z. M. Lovshenko, A. S. Fedosenko

OPTIMIZING THE MIXTURE COMPOSITION OF MECHANICALLY ALLOYED POWDERS USED FOR GAS-THERMAL COATINGS

Аннотация

Представлены результаты исследований влияния состава шихты для механического легирования порошков, применяемых при газотермическом нанесении покрытий различного функционального назначения, обладающих высокой износостойкостью, жаропрочностью и коррозионной стойкостью.

Ключевые слова:

порошки, композиционные материалы, реакционное механическое легирование, состав, газотермические покрытия, износостойкость, жаропрочность, шихта.

Abstract

The paper presents research findings on the effects of mixture composition in mechanical alloying of powders used for gas-thermal coatings for various functional applications, which are characterized by high wear, heat and corrosion resistance.

Key words:

powders, composite materials, reactive mechanical alloying, composition, gas-thermal coatings, wear resistance, heat resistance, mixture.

Введение

Ряд технически значимых деталей, определяющих долговечность машин и механизмов, работают в условиях интенсивного изнашивания и воздействия различных агрессивных сред. Упрочнение и восстановление их является важной научно-технической задачей. Для этой цели получили широкое применение термическая обработка и нанесение покрытий гальваническими, химическими, химико-термическими методами, а также газотермическим напылением. Последний метод имеет ряд преимуществ экономического и технологического плана: обеспечивает высокую производительность, характеризуется

относительно небольшой трудоемкостью и не вызывает существенной деформации основы; позволяет проводить восстановление и ремонт изношенных деталей различной формы, обрабатывать как всю деталь, так и ее отдельные участки. Газотермические способы обеспечивают получение покрытий, обладающих специальными свойствами – износостойкостью, жаростойкостью, коррозионной стойкостью, и позволяют решить ряд проблем машиностроительной отрасли. Из газотермических способов, включающих детонационный, электродуговой, газопламенный, плазменный, два последних отличаются высокой производительностью и хорошим качеством покрытий. Достоинством их

является также возможность регулирования в процессе напыления состава материала и структуры, что позволяет дополнительно повысить физико-механические свойства покрытий.

Для широкого промышленного применения газопламенного и плазменного способов наряду с созданием и внедрением высокопроизводительного автоматизированного оборудования и новых технологических процессов актуальными являются вопросы разработки и освоения низкзатратных, экологически безопасных, высокоэффективных, простых и универсальных технологий производства новых порошковых материалов, обладающих необходимым комплексом физико-механических свойств.

В последнее время для производства композиционных порошков различного состава находит применение реакционное механическое легирование, основанное на обработке шихты, состоящей из дешевых промышленно выпускаемых порошков, в энергонапряженных мельницах – механореакторах, при которой протекают механически активируемые структурные и фазовые превращения, вызывающие формирование материалов с субмикроструктурной структурой основы, характеризующейся высокоразвитой поверхностью границ зерен и субзерен, стабилизированной наноразмерными включениями механически синтезированных упрочняющих фаз, что обеспечивает высокий упрочняющий эффект, сохраняющийся практически до температуры плавления основы.

Механически легированные порошки независимо от их состава являются композиционными материалами; имеют однородное распределение элементов, нанокристаллический тип структуры с размером зерен основы менее 100 нм, состоящих из субзерен величиной менее 50 нм, стабилизированной дисперсными включениями упрочняющих фаз. Они обладают комплексным упрочнением, сочетающим твердо-

растворное, дисперсионное, зернограничное и дисперсное при решающей роли двух последних, и являются неравновесными системами, в которых наряду с равновесными фазами существуют промежуточные соединения и исходные легирующие компоненты. Фазовый состав порошков достигает равновесного состояния после термического воздействия при температурах выше $0,5T_{пл. основы}$. При этом они сохраняют наноразмерный тип структуры, являются жаропрочными, по твердости в интервале температур 20...1000 °С существенно превосходят аналоги и перспективны в качестве материалов для газотермических износостойких покрытий различного функционального назначения.

В работе представлены результаты по оптимизации состава шихты, ряда перспективных композиций на основе железа, обеспечивающих получение порошков для газотермических покрытий различного функционального назначения, являющихся износостойкими и жаропрочными.

Методика исследования

Получение порошковых материалов основывалось на оптимальных значениях технологических параметров процесса механического легирования в энергонапряженной вибромельнице, обеспечивающих максимальную твердость композиционных порошков для конструкционных материалов [1] и газотермических покрытий. Независимо от состава они находятся в пределах: ускорение рабочих тел – 135...145 м·с⁻²; отношение объемов рабочих тел и шихты – 10...12; степень заполнения полевой камеры рабочими телами – 75...80 %; время обработки в механореакторе – 8...10 ч.

Нанесение покрытий осуществлялось на следующих режимах: сила тока – 240...250 А; напряжение – 190...200 В; мощность – 45...49 кВт; дистанция напыления – 250...300 мм; диаметр трубки –

3,1...3,3 мм; расстояние от среза сопла до выходного отверстия – 4...5 мм.

В качестве параметров, определяющих оптимальный состав шихты для механически легированных порошков, выбраны твердость HV и относительная износостойкость $I_{\text{отн}}$ покрытий, полученных из них. Оптимизация проходила в два этапа. На первом этапе методом однофакторного эксперимента определялось оптимальное содержание легирующих компонентов в исходной шихте, на втором – с применением центрального композиционного ортогонального планирования второго порядка математически описывалась область оптимума. При этом результаты первого этапа исследования использовались для установления граничных значений факторов. Определение фазового состава и структуры покрытий, полученных из порошков оптимального состава, проводилось с применением стандартных

методик рентгеноструктурного, металлографического и электронно-микроскопического анализа.

Базовые композиции на основе железа представляли собой системы порошков: 1) «Fe–Al» (ЖА); 2) «Fe–Al–Fe₂O₃» (ЖА–ДУ); 3) «Fe–Cr–C» (Х6); 4) «Fe–Cr–Ni–Al–MoO₃» (15Х18Н10Т–ДУ); 5) «Fe–Cr–Ni» (15Х2Н4). Предполагалось, что они обеспечат получение композиционных порошков для газотермических износостойких жаропрочных покрытий следующего функционального назначения: для упрочнения инструмента и конструкционных изделий, работающих при больших нагрузках в условиях интенсивного износа (Х6, ЖА, ЖА–ДУ); коррозионно-стойких (15Х18Н10Т–ДУ, ЖА, ЖА–ДУ); для восстановления конструкционных изделий общего назначения (15Х2Н4). Состав базовых композиций и их обозначение (марка) соответствуют приведенным в табл. 1.

Табл. 1. Состав исследуемых композиций

Содержание компонентов, %	Химический состав, %	Аналог
26 % БЧ; 20 % ПХ30; Ж2М2 (ост.)	1 % С, 6 % Cr, 0,45 % О, Fe (ост.)	Х6
6,6 % ПХ30; 4 % ПНК-ОНТ2; ПЖ2М2 (ост.)	0,15 % С; 0,45 % О; 2 % Cr, 4 % Ni, Fe (ост.)	15Х2Н4
59 % ПХ30; 10 % ПНК-ОНТ2; 0,5 % Ti; 1% ПА4; 1,4 % МоО ₃ ; ПЖ2М2 (ост.)	0,15 % С; 0,9 % О; 18 % Cr; 10 % Ni; 0,9 % Мо; 1 % Al; Fe (ост.)	15Х18Н10-ДУ
30 % ПА4; 0,3 % C ₁₇ H ₃₅ COOH; ПЖ2М2 (ост.)	0,4 % С; 0,45 % О; 30 % Al; Fe (ост.)	ЖА
30 % ПА4; 0,3 % C ₁₇ H ₃₅ COOH; 7,8 %; Fe ₂ O ₃ ; ПЖ2М2 (ост.)	0,4 % С; 2,8 % О; 30 % Al; Fe (ост.)	ЖА–ДУ

Следует отметить, что законченные и систематизированные результаты исследований, направленные на создание технологии производства, установление закономерностей формирования фазового состава структуры и свойств механически легированных композиционных порошков на основе нижеприведенных систем и получение газотермических покрытий из них, кроме сведений, представленных в [1–5], отсутствуют.

При определении влияния на параметры оптимизации содержания в исходной шихте легирующих компонентов независимыми переменными являлись: 1) «Fe–Al» – алюминий и стеариновая кислота; 2) «Fe–Al–Fe₂O₃» – алюминий и оксид железа (Fe₂O₃); 3) «Fe–Cr–C» – ПХ30 и белый чугун; 4) «Fe–Cr–Ni–Al–MoO₃» – алюминий и оксид молибдена (MoO₃); 5) «Fe–Cr–Ni–C» (15Х2Н4) – хром и углерод. Результаты исследования представлены на рис. 1...5.

Результаты исследований

В системах «Fe–Al» и «Fe–Al–Fe₂O₃» (см. рис. 1 и 2) возрастание износостойкости покрытий с повышением содержания в исходной шихте алюминия и стеариновой кислоты обусловлено увеличением в структуре количества интерметаллидов Fe₃Al, FeAl, а также мартенсита и степени его пересыщения. В компози-

ции «Fe–Al–Fe₂O₃» имеет место дополнительное упрочнение наноразмерными включениями оксида алюминия Al₂O₃, образующимися в результате механически и термически активируемых окислительно-восстановительных реакций между алюминием и оксидом железа, протекающих при получении композиционных порошков и нанесении покрытий из них.

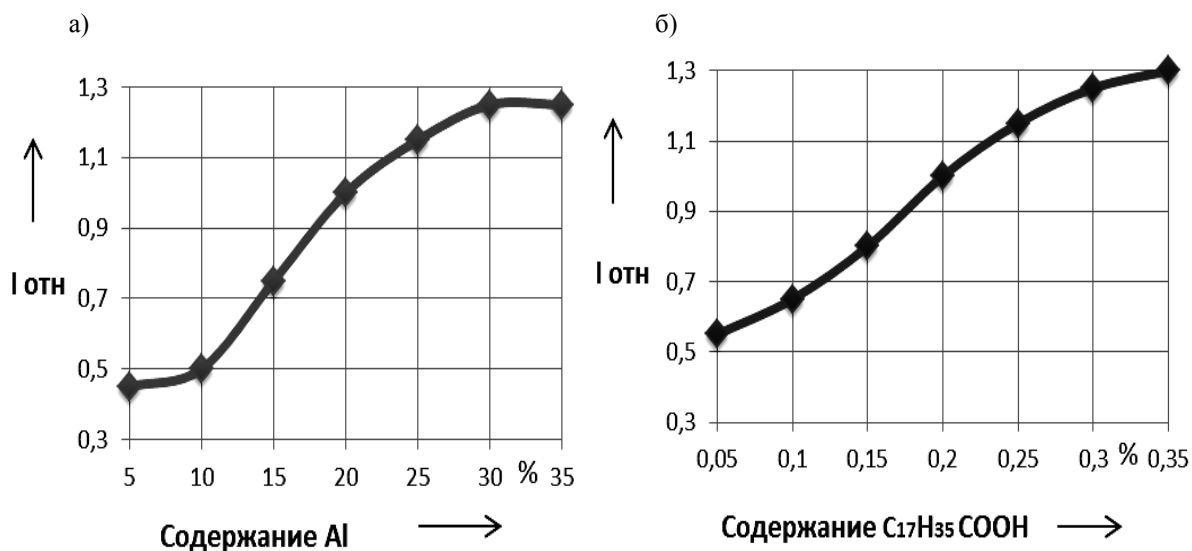


Рис. 1. Влияние содержания в шихте алюминия (а) и стеариновой кислоты (б) на относительную износостойкость покрытий из механически легированных порошков системы «Fe–Al»: а – 0,20 % C₁₇H₃₅COOH; б – 20 % Al

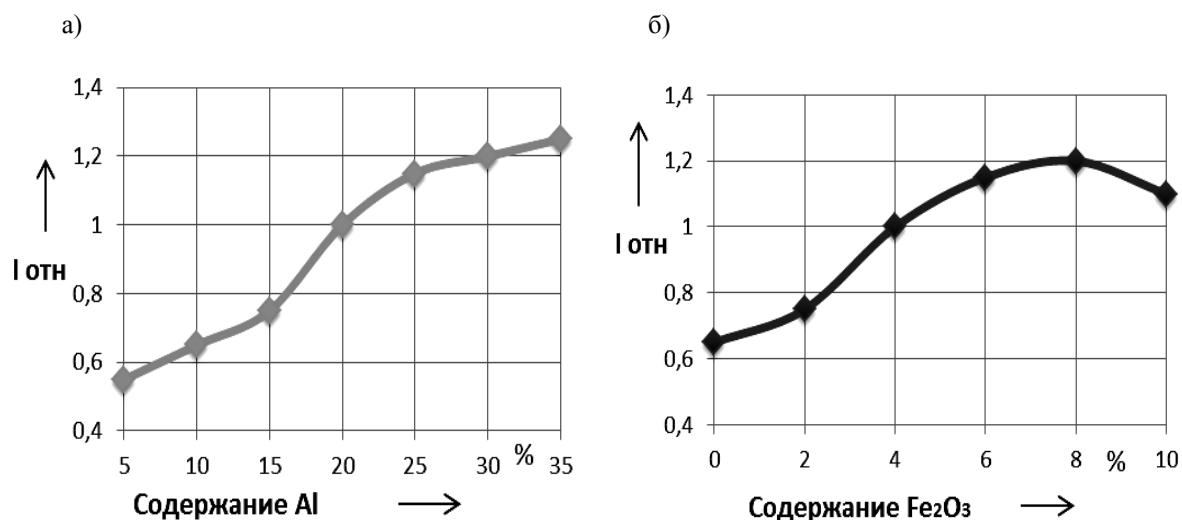


Рис. 2. Влияние содержания в шихте алюминия (а) и оксида железа (б) на относительную износостойкость покрытий из механически легированных порошков системы «Fe–Al–Fe₂O₃»: а – 4 % Fe₂O₃; б – 20 % Al

В системе «Fe–Cr–C» увеличение в исходной шихте количества белого чугуна и железохромового сплава ПХ30 (поставщиков углерода и хрома), соответственно, приводит к росту твердости и износостойкости покрытий, получаемых из механически легированных композиционных порошков (см. рис. 3). Это обусловлено повышением концентрации углерода и хрома в мартенсите, являющегося основой структуры покрытия, и увеличением содержания в ней наноразмерных включений синтезированных в процессе реализации технологии карбидов хрома, вызывающих дисперсное упрочнение.

Увеличение содержания алюминия и оксида молибдена в исходной шихте при производстве порошков системы «Fe–Cr–Ni–Al–MoO₃» для напыления коррозионно-стойкого жаропрочного покрытия типа 15X18H10-ДУ приводит к росту его твердости и относи-

тельной износостойкости (см. рис. 4). Это объясняется тем, что в процессе реакционного механического легирования и последующего плазменного напыления покрытия происходит механически и термически активируемое взаимодействие между компонентами шихты, приводящее к образованию наноразмерных фаз, например, оксида алюминия, способных эффективно упрочнять и стабилизировать структуру материала, препятствуя протеканию рекристаллизационных процессов.

Повышение содержания углерода и хрома в исходной шихте при изготовлении механически легированных порошков для напыления конструктивных покрытий системы «Fe–Cr–Ni–C» (15X2H4) приводит к увеличению их твердости и относительной износостойкости (см. рис. 5), обусловленному ростом количества карбидов и мартенсита и степени легированности последнего.

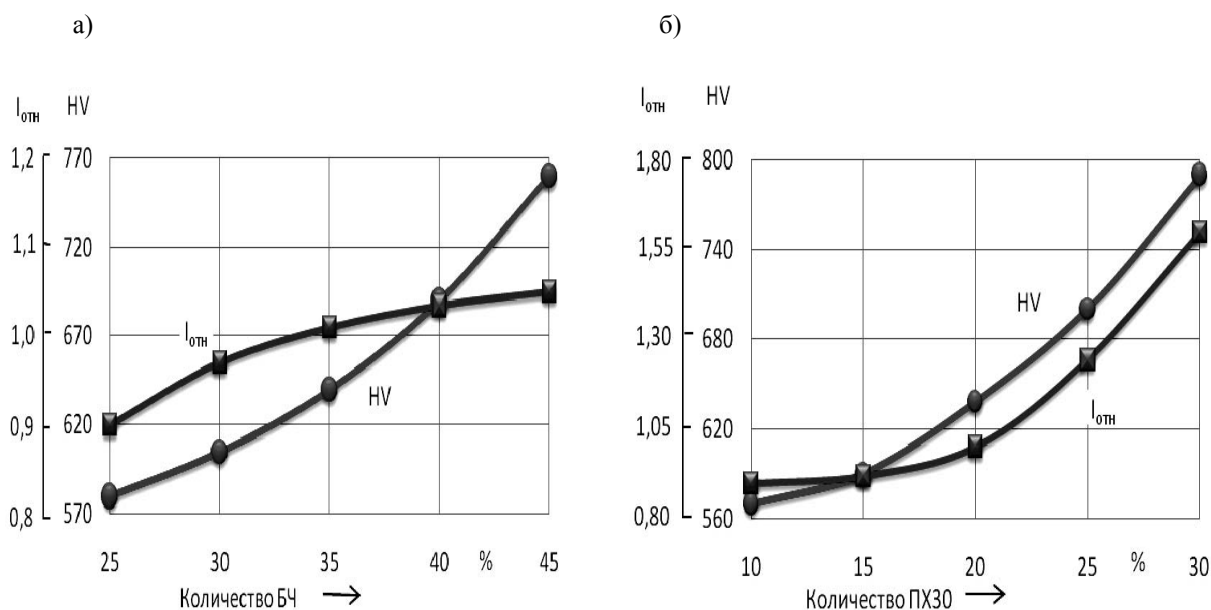


Рис. 3. Влияние содержания в шихте порошков белого чугуна (БЧ) (а) и железохромового сплава ПХ30 (б) на твердость и относительную износостойкость покрытий из механически легированных порошков системы «Fe–Cr–C»: а – 20 % ПХ30; б – 35 % белого чугуна

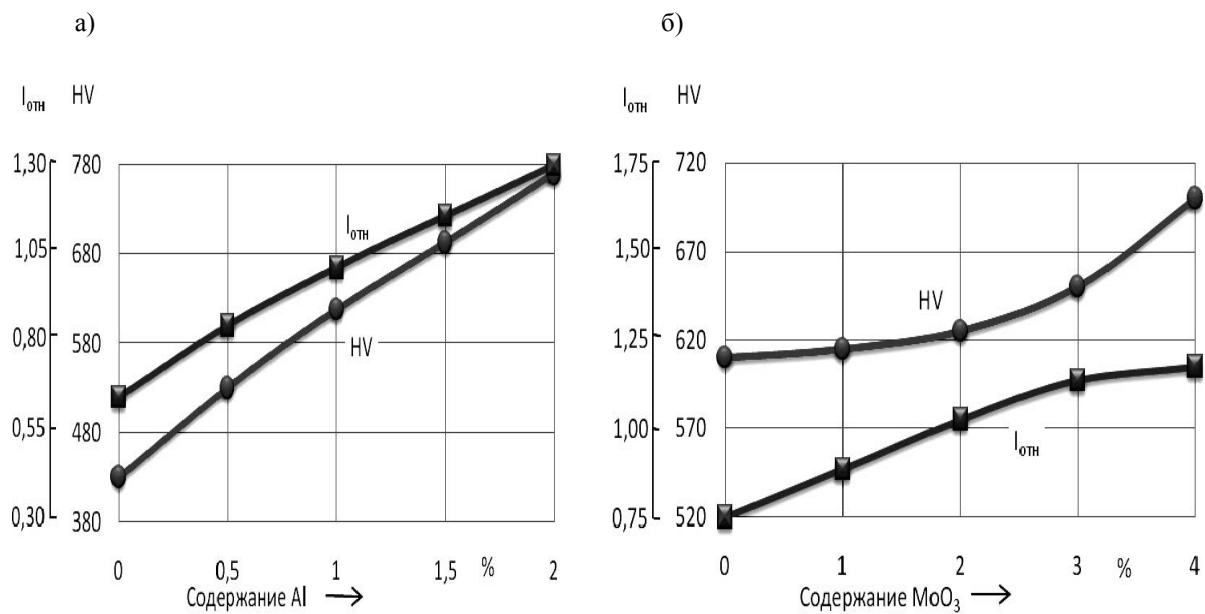


Рис. 4. Влияние содержания в шихте алюминия (а) и MoO₃ (б) на твердость и относительную износостойкость покрытий из механически легированных порошков системы «Fe–Cr–Ni–Al–MoO₃»: а – 2 % MoO₃; б – 1 % алюминия

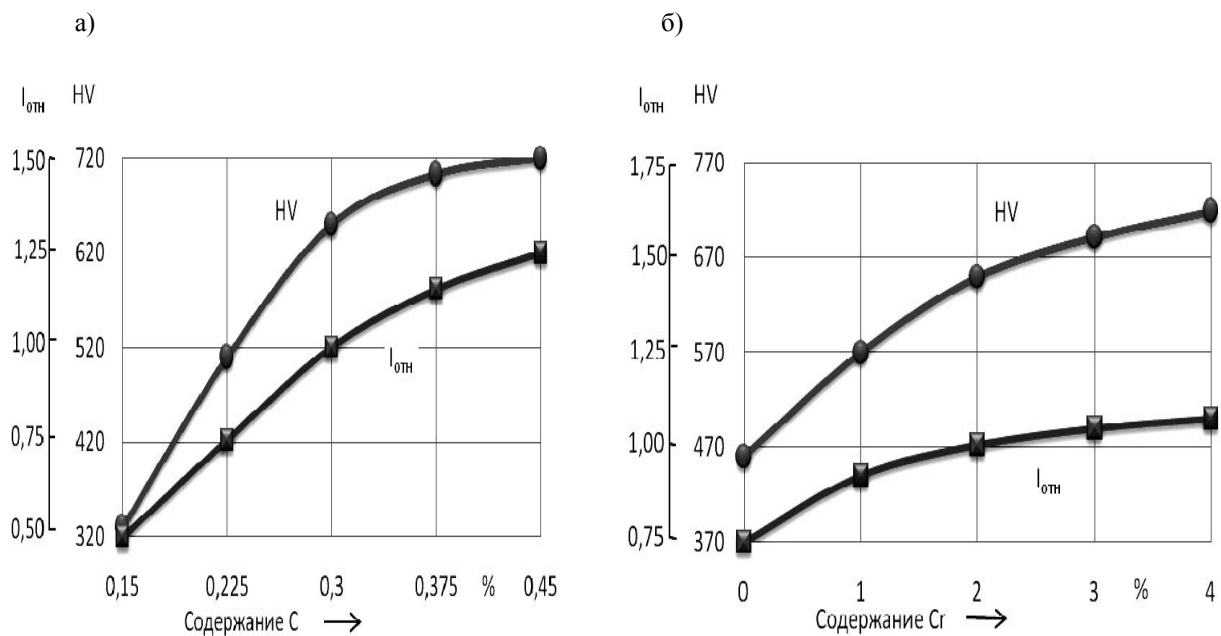


Рис. 5. Влияние содержания в шихте углерода (а) и хрома (б) на твердость и относительную износостойкость покрытий из механически легированных порошков системы «Fe–Cr–Ni–C»: а – 2 % Cr; б – 0,3 % C

**Описание области оптимума
состава шихты для механически
легированных порошков на основе
железа**

Описание области оптимума направлено на установление совместного влияния компонентов шихты на свойства покрытий. Для решения этой задачи реализован центральный композиционный ортогональный план второго порядка.

Композиции «Fe–Al», «Fe–Al–Fe₂O₃». В системе «Fe–Al» независимым фактором являлось содержание в исходной шихте алюминия (X_1) и стеариновой кислоты (x_2); в системе «Fe–Al–Fe₂O₃» – алюминия (x_1) и оксида железа Fe₂O₃ (x_2). Матрицы планирования, результаты экспериментов и статистической обработки экспериментальных данных при описании области оптимума для системы приведены в табл. 2...5.

Табл. 2. Матрица планирования и результаты эксперимента при оптимизации состава механически легированных порошков системы «Fe–Al» из шихты «ПЖ2М2–ПА4–ПАВ»

Характеристика	Фиктивная переменная	Фактор					Параметр оптимизации	
		основной		производный			Относительная износостойкость	
		Al, %	ПАВ, %					
Основной уровень		20	0,20					
Интервал варьирования (I)		10	0,10					
Верхний уровень		30	0,30					
Нижний уровень		10	0,10					
Код	x_0	x_1	x_2	x_1x_2	$x_1^1 = x_1^2 - 2/3$	$x_2^1 = x_2^2 - 2/3$	эксперимент.	расчет.
Опыты								
1(10)	+1	-1	1	+1	+1/3	+1/3	0,35	0,32
2(11)	+1	-1	+1	-1	+1/3	+1/3	0,65	0,66
3(12)	+1	+1	+1	+1	+1/3	+1/3	1,45	1,50
4(13)	+1	+1	-1	-1	+1/3	+1/3	0,80	0,80
5(14)	+1	+1	0	0	+1/3	-2/3	1,25	1,21
6(15)	+1	-1	0	0	+1/3	-2/3	0,50	0,55
7(16)	+1	0	+1	0	-2/3	+1/3	1,25	1,21
8(17)	+1	0	-1	0	-2/3	+1/3	0,65	0,69
9(18)	+1	0	0	0	-2/3	-2/3	1,00	1,01

Табл. 3. Результаты статистической обработки экспериментальных данных при описании области оптимума

Параметр	Результат статистической обработки								
	b_0'	b_0	b_1	b_2	b_{12}	b_{11}	b_{22}	$\Delta b_0'$	Δb_0
$I_{\text{отн}}$	0,88	1,01	0,33	0,26	0,09	-0,13	-0,06	$\pm 0,023$	$\pm 0,1$

Продолжение табл. 3

Параметр	Результат статистической обработки								
	Δb_i	Δb_{ij}	Δb_{ii}	S_y^2	$S_{ад}^2$	f_1	f_2	$F_{0,05}^{\text{расч}}$	$F_{0,05}^{\text{табл}}$
$I_{\text{отн}}$	$\pm 0,03$	$\pm 0,04$	$\pm 0,06$	0,0026	0,0024	9	3	1,0	3,9

Табл. 4. Матрица планирования и результаты эксперимента при оптимизации состава механически легированных порошков системы «Fe–Al–Fe₂O₃» из шихты «ПЖ2М2–ПА4–Fe₂O₃–0,30 % ПАВ»

Характеристика	Фиктивная переменная	Фактор					Параметр оптимизации	
		основной		производный			Относительная износостойкость	
		Al, %	Fe ₂ O ₃ , %					
Основной уровень	Интервал варьирования (I)	20	4					
Интервал варьирования (I)		10	4					
Верхний уровень		30	8					
Нижний уровень		10	0					
Код	x ₀	x ₁	x ₂	x ₁ x ₂	x ₁ ¹ =x ₁ ² –2/3	x ₂ ¹ =x ₂ ² –2/3	эксперимент.	расчет.
Опыты								
1(10)	+1	-1	-1	+1	+1/3	+1/3	0,45	0,43
2(11)	+1	-1	+1	-1	+1/3	+1/3	0,95	0,97
3(12)	+1	+1	+1	+1	+1/3	+1/3	1,35	1,35
4(13)	+1	+1	-1	-1	+1/3	+1/3	0,75	0,81
5(14)	+1	+1	0	0	+1/3	-2/3	1,20	1,18
6(15)	+1	-1	0	0	+1/3	-2/3	0,80	0,85
7(16)	+1	0	+1	0	-2/3	+1/3	1,20	1,19
8(17)	+1	0	-1	0	-2/3	+1/3	0,65	0,65
9(18)	+1	0	0	0	-2/3	-2/3	1,00	1,02

Табл. 5. Результаты статистической обработки экспериментальных данных при описании области оптимума

Параметр	Результат статистической обработки								
	b ₀ '	b ₀	b ₁	b ₂	b ₁₂	b ₁₁	b ₂₂	Δb ₀ '	Δb ₀
I _{отн}	0,93	1,02	0,19	0,27	0,01	-0,03	-0,10	±0,03	± 0,11

Продолжение табл. 5

Параметр	Результат статистической обработки								
	Δb _i	Δb _{ij}	Δb _{ii}	S _y ²	S _{ад} ²	f ₁	f ₂	F _{0,05} ^{расч}	F _{0,05} ^{табл}
I _{отн}	± 0,03	± 0,04	± 0,06	0,0030	0,0021	9	5	0,7	5,2

В результате статистической обработки экспериментальных данных получены математические модели, адекватно представляющие результаты экспериментов. Установленные зависимости имеют следующий вид:

– система «Fe–Al»

$$I_{отн} = 1,01 + 0,33 x_1 + 0,26 x_2 + 0,09 x_1 x_2 - 0,13 x_1 - 0,06 x_2^2; \quad (1)$$

– система «Fe–Al–Fe₂O₃»

$$I_{отн} = 1,02 + 0,19 x_1 + 0,27 x_2 - 0,10 x_2^2. \quad (2)$$

Графическая интерпретация полученных моделей представлена на рис. 6.

Проанализировав результаты, можно сделать вывод, что в исследованном интервале изменения факторов наибольшую износостойкость имеют покрытия из механически легированных композиций, полученных из шихты с максимальным содержанием легирующих компонентов. Дополнительно проведенные исследования показали, что дальнейшее увеличение их содержания создает технологические проблемы как на стадии производства порошка, так и при нанесении покрытия.

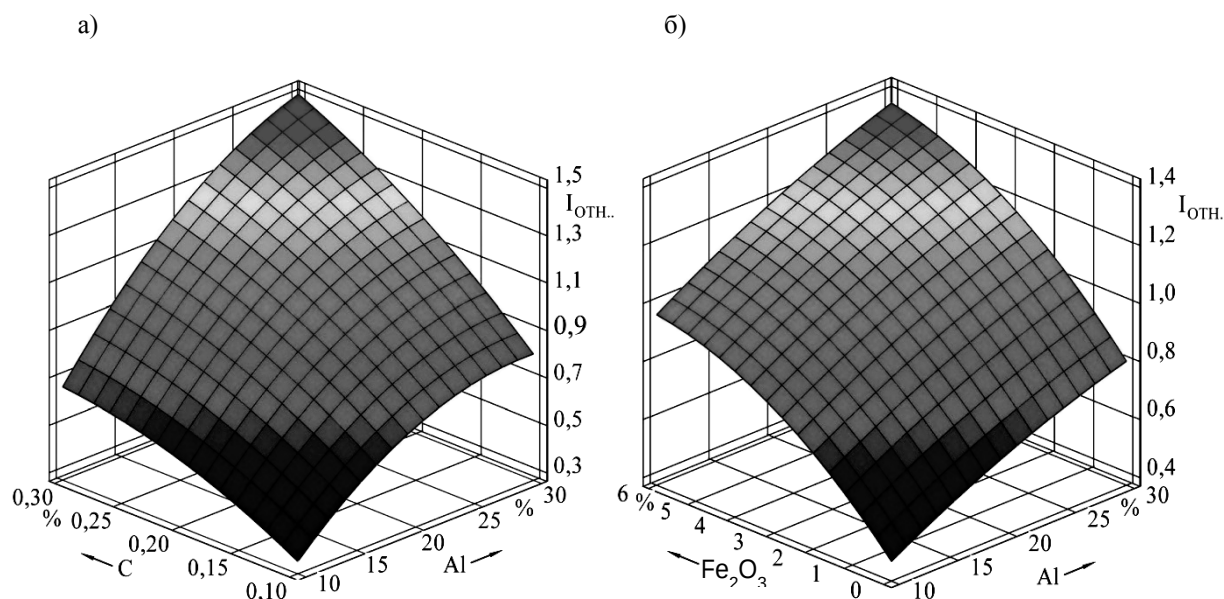


Рис. 6. Зависимость относительной износостойкости покрытий из механически легированных композиций систем «Fe–Al» (а) и «Fe–Al–Fe₂O₃» (б) от содержания легирующих компонентов в исходной шихте

Композиция «Fe–Cr–C». Матрица планирования и результаты эксперимента для покрытия, полученного из порошка системы «Fe–белый чугун–

ПХ30», приведены в табл. 6. В роли факторов выступало количество белого чугуна и порошка ПХ30, вводимых в исходную шихту.

Табл. 6. Матрица планирования и результаты эксперимента при оптимизации состава покрытий из механически легированных композиций системы «Fe–белый чугун–ПХ30»

Характеристика	Фик- тивная пере- мен- ная	Фактор					Параметр оптимизации			
		основной		производный			Твердость HV		Относительная износостойкость	
		БЧ, %	ПХ30, %							
Основной уровень		35	20							
Интервал варьирования (I)		10	10							
Верхний уровень		45	30							
Нижний уровень		25	10							
Код	x ₀	x ₁	x ₂	x ₁ x ₂	$x = x_1^2 - 2/3$	$x_2^1 = x_2^2 - 2/3$	HV _{экп.}	HV _{расч.}	экспери- мент.	расчет.
Опыты										
1(10)	+1	-1	-1	+1	+1/3	+1/3	520	517	0,46	0,46
2(11)	+1	-1	+1	-1	+1/3	+1/3	740	737	1,45	1,50
3(12)	+1	+1	+1	+1	+1/3	+1/3	910	911	1,25	1,24
4(13)	+1	+1	-1	-1	+1/3	+1/3	690	691	1,10	1,08
5(14)	+1	+1	0	0	+1/3	-2/3	760	757	1,05	1,03
6(15)	+1	-1	0	0	+1/3	-2/3	580	583	0,95	0,85
7(16)	+1	0	+1	0	-2/3	+1/3	790	791	1,60	1,50
8(17)	+1	0	-1	0	-2/3	+1/3	570	571	0,90	0,90
9(18)	+1	0	0	0	-2/3	-2/3	640	637	1,00	1,07

Статистическая обработка экспериментальных данных (табл. 7) позволила получить математические модели, адекватно представляющие результаты экспериментов:

– твердость покрытия

$$HV = 637 + 87x_1 + 110x_2 + 33x_1^2 + 44x_2^2; \quad (3)$$

– относительная износостойкость

$$I_{\text{отн}} = 1,07 + 0,09x_1 + 0,31x_2 - 0,21x_1x_2 - 0,13x_1^2 + 0,13x_2^2. \quad (4)$$

Графическая интерпретация полученных моделей представлена на рис. 7.

Табл. 7. Результаты статистической обработки экспериментальных данных при описании области оптимума

Параметр	Результат статистической обработки								
	b_0'	b_0	b_1	b_2	b_{12}	b_{11}	b_{22}	$\Delta b_0'$	Δb_0
HV	688	637	87	110	0	33	44	± 5	± 19
$I_{\text{отн}}$	1,07	1,07	0,09	0,31	-0,21	-0,13	0,13	–	$\pm 0,05$

Продолжение табл. 7

Параметр	Результат статистической обработки								
	Δb_i	Δb_{ij}	Δb_{ii}	S_y^2	$S_{ад}^2$	f_1	f_2	$F_{0,05}^{\text{расч}}$	$F_{0,05}^{\text{табл}}$
HV	± 6	± 8	± 11	91	25	9	4	0,27	–
$I_{\text{отн}}$	$\pm 0,06$	$\pm 0,07$	$\pm 0,10$	0,0089	0,0190	9	3	2,1	3,9

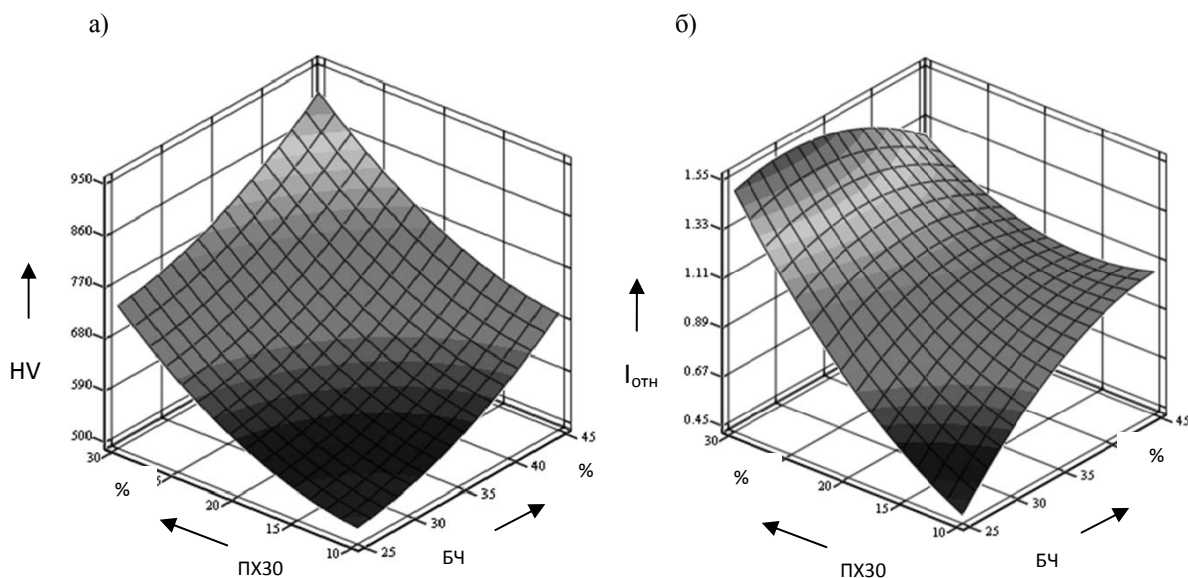


Рис. 7. Зависимость твердости (а) и относительной износостойкости (б) покрытий из порошка типа Х6 от количества белого чугуна и порошка ПХ30 в исходной шихте

Выводы

1. Существенное увеличение стойкости против износа (более чем в 1,6 раза) обусловлено особенностями структуры и фазового состава покрытий, определяющими их свойства; независимо от состава покрытия, полученные из механически легированных порошков, наследуют суб/микроструктурный тип структуры последних. Основой покрытий типов Х6 и 15Х2Н4 является мартенсит, Х18Н10 ДУ – аустенит с включениями мартенсита. Фазами, стабилизирующими и упрочняющими

основу, имеющую высокоразвитую границу зерен и субзерен, служат синтезированные в процессе производства порошков и напыления покрытия, наноразмерные включения карбидов, интерметаллидов и оксидов.

2. Разработанные покрытия имеют комплексное упрочнение, сочетающее твердорастворное, зернограницное, дисперсионное и дисперсное и определяющее их высокую износостойкость и жаропрочность в широком интервале температур, верхнее значение которых превышает $0,7 T_{пл\ основы}$.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Ловшенко, Г. Ф.** Наноструктурные механически легированные материалы на основе металлов : монография / Г. Ф. Ловшенко, Ф. Г. Ловшенко Б. Б. Хина ; под ред. д-ра техн. наук, проф. Ф. Г. Ловшенко . – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2008. – 679 с. : ил.
2. **Ловшенко, Ф. Г.** Формирование фазового состава, структуры и свойств механически легированных композиционных порошков на основе системы «железо–алюминий» и покрытий из них / Ф. Г. Ловшенко, Г. Ф. Ловшенко, А. С. Федосенко // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2012. – № 1. – С. 36–49.
3. **Ловшенко, Ф. Г.** Композиционные механически легированные наноструктурные порошки на основе железа для газотермического напыления покрытий / Ф. Г. Ловшенко, Г. Ф. Ловшенко // Современные методы и технологии создания и обработки материалов : материалы V Междунар. науч.-техн. конф., Минск, 15–17 сент. 2010 г. : в 3 кн. – Минск : ФТИ НАН Беларуси, 2010. – Кн. 1. – С. 153–166.
4. **Ловшенко, Ф. Г.** Формирование фазового состава, структуры и свойств механически легированных стальных порошков и газопламенных покрытий из них / Ф. Г. Ловшенко, Г. Ф. Ловшенко, З. М. Ловшенко // Композиционные материалы в промышленности : материалы 31-й Междунар. конф., 6–10 июня. – Ялта, 2011. – С. 191–195.
5. **Ловшенко, Ф. Г.** Оптимизация состава композиционных механически легированных наноструктурных порошков на основе железа для газотермического напыления покрытий / Ф. Г. Ловшенко, Г. Ф. Ловшенко, З. М. Ловшенко // Композиционные материалы в промышленности : материалы 30-й Юбилейной междунар. конф., 7–11 июня. – Ялта, 2010. – С. 344–349.

Статья сдана в редакцию 27 марта 2013 года

Федор Григорьевич Ловшенко, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-296-25-21-26.

Григорий Федорович Ловшенко, д-р техн. наук, проф., Белорусский национальный технический университет. E-mail: Greg-lovshenko@mail.ru.

Зинаида Михайловна Ловшенко, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет.

Алексей Сергеевич Федосенко, лаборант, Белорусско-Российский университет.

Fedor Grigoryevich Lovshenko, DSc (Engineering), Prof., Belarusian-Russian University. Tel.: +375-296-25-21- 26.

Grigory Fedorovich Lovshenko, DSc (Engineering), Prof., Belarusian National Technical University. E-mail: Greg-lovshenko@mail.ru.

Zinaida Mikhailovna Lovshenko, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University.

Aleksey Sergeyevich Fedosenko, laboratory assistant, Belarusian-Russian University.

УДК 621.787

А. П. Минаков, М. Е. Лустенков, Е. В. Ильюшина, А. А. Горшкова

**КИНЕМАТИКА, ДИНАМИКА И АЭРОДИНАМИКА ПРОЦЕССА
УПРОЧНЯЮЩЕЙ ПНЕВМОЦЕНТРОБЕЖНОЙ ОБРАБОТКИ ГИЛЬЗ
ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ**

UDC 621.787

A. P. Minakov, M. Y. Lustenkov, E. V. Ilyushina, A. A. Gorshkova

**KINEMATICS, DYNAMICS AND AERODYNAMICS OF THE PROCESS OF
PNEUMATIC-CENTRIFUGAL STRENGTHENING TREATMENT OF CYLINDER
LINERS OF INTERNAL COMBUSTION ENGINES**

Аннотация

Представлены кинематика, динамика и аэродинамика процесса упрочняющей пневмоцентробежной обработки. Приведена в первом приближении с допущениями физическая модель процесса, устанавливающая зависимость центробежной силы инерции, развиваемой шарами, от аэродинамических параметров.

Ключевые слова:

упрочняющая пневмоцентробежная обработка, кинематика, динамика, аэродинамика, центробежная сила инерции.

Abstract

Kinematics, dynamics and aerodynamics of the process of pneumatic-centrifugal strengthening treatment are presented. The physical model of the process is given in the first approximation with assumptions, and it ascertains the dependence of the centrifugal force of inertia, developed by balls, upon aerodynamic parameters.

Key words:

pneumatic-centrifugal strengthening treatment, kinematics, dynamics, aerodynamics, centrifugal force of inertia.

Анализ литературных источников показал, что поверхностное пластическое деформирование (ППД) на окончательном этапе обработки зеркала гильз двигателей внутреннего сгорания (ДВС) в основном и ремонтном производствах предпочтительнее, чем плосковершинное хонингование [1–5]. Разработан способ восстановления рабочей поверхности гильз ДВС в ремонтном производстве, использующий для обработки вместо плосковершинного хонингования упрочняющую пневмоцентробежную обработку (ПЦО) стальными шарами, приводимыми в движение пото-

ком воздуха. В результате прогнозируется увеличение масляной экономичности двигателя, уменьшение расхода топлива и повышение износостойкости.

Реализация процесса упрочняющей ПЦО для обработки отверстий гильз ДВС основана на применении инструмента – двухрядного шарикового накатника пневмоцентробежного действия (рис. 1). Заготовка 7 закрепляется неподвижно на столе, например, вертикально-сверлильного станка. Инструмент располагают соосно заготовке в специальном приспособлении, установленном в шпинделе станка, которое не

позволяет инструменту вращаться.

В процессе обработки накатчик лишь вертикально перемещается вдоль оси заготовки. В корпус 1 инструмента через осевой канал 6 от цеховой системы питания подается сжатый воздух, который, проходя через тангенциальные сопла 8, приводит в движение стальные шары 9, расположенные свободно, насыпью в камере расширения 10. Выпадению шаров 9 из инструмента препят-

ствуют диски 2, 3 и фиксирующие их гайки 4. Шары в инструменте имеют шесть степеней свободы, их движение не ограничивается только вращением, они совершают осциллирующее и радиальное перемещения по отношению к обрабатываемой поверхности гильзы в пределах осевого и радиального зазоров в камере расширения, а также вращаются вокруг собственной оси (главной оси инерции).

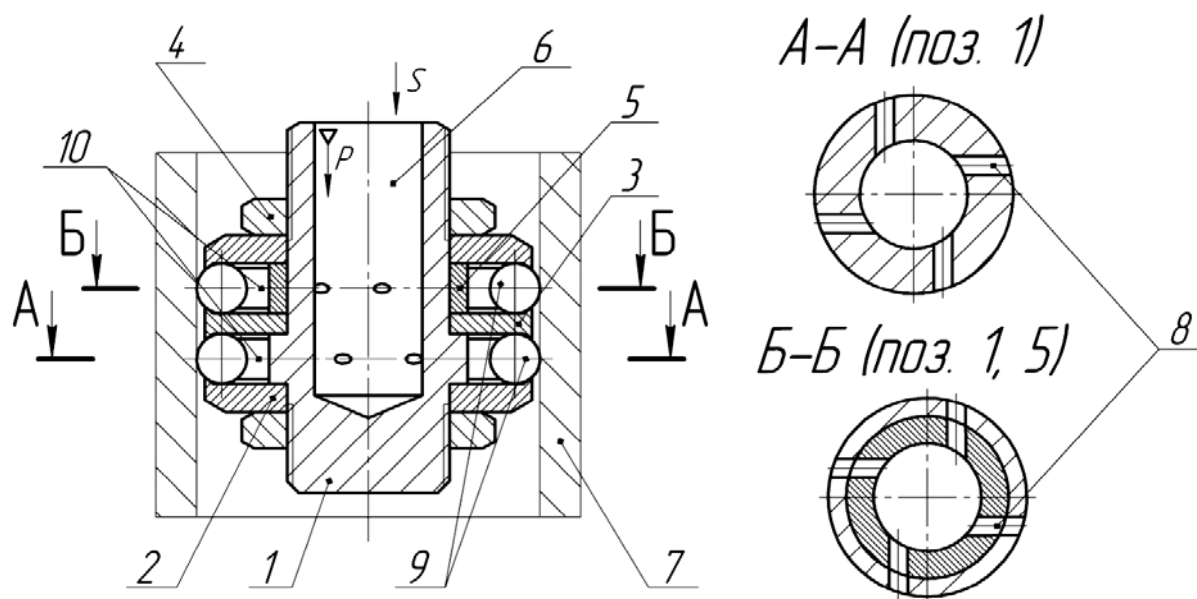


Рис. 1. Схема инструмента для упрочняющей ПЦО гильз ДВС: 1 – корпус; 2, 3 – диски; 4 – гайки; 5 – втулка; 6 – осевой канал; 7 – заготовка; 8 – тангенциальные сопла; 9 – шары; 10 – камера расширения

Под действием центробежной силы, развиваемой шарами, происходит тонкое динамическое упрочнение обрабатываемой поверхности [6, 7]. Сущность процесса упрочняющей ПЦО состоит в разнонаправленном, силовом вибрационном воздействии шаров на исходный микрорельеф, что способствует снижению шероховатости обрабатываемой поверхности. При этом смятие и сглаживание микровыступов происходит в различных направлениях в результате изменения кинетической энергии шаров при постоянном изменении направления вращения.

Локальное кратковременное воз-

действие деформирующих шаров в режиме автоколебательного движения на микронеровности в различных направлениях, согласно дислокационной теории, способствует увеличению количества плоскостей скольжения в блоках в различных направлениях и уменьшению сопротивления развитию очагов деформации. В результате этого поверхность получается не разрыхленной, а цельной. Микротрещины, появившиеся на предшествующих операциях (хонингование), будут закрываться. Устраняются концентраторы напряжений [2, 7].

Поскольку твердость материала шаров (сталь ШХ15) намного больше

твердости материала обрабатываемой заготовки, шары оставляют на поверхности следы в виде отдельных лунок, расположенных хаотично, что подтверждается исследованиями, проведенными на растровом электронном микроскопе [6].

Для описания в первом приближении процесса упрочняющей ПЦО с помощью формул и выражений принимаем следующие допущения:

- 1) шары вращаются с постоянной угловой скоростью $\omega = \text{const}$;
- 2) перемещение инструмента в осевом направлении происходит с равномерной скоростью $v_c^n = \text{const}$, причем $v_c^n \ll v_c^B$;
- 3) зазор между шарами постоянный, и они не контактируют;

4) силы трения в зоне контакта обеспечивают отсутствие кинематического проскальзывания в направлении движения центров шаров;

5) размеры площадки контакта малы по сравнению с диаметром шара;

6) силы трения в зоне контакта постоянны и пропорциональны нормальному давлению;

7) сила воздействия струй сжатого воздуха на поверхность является постоянной и одинаковой;

8) действие сил гравитации не учитывается.

Кинематика движения рабочих элементов (рис. 2) описывается известными уравнениями с учетом принятых допущений и упрощений [2, 7].

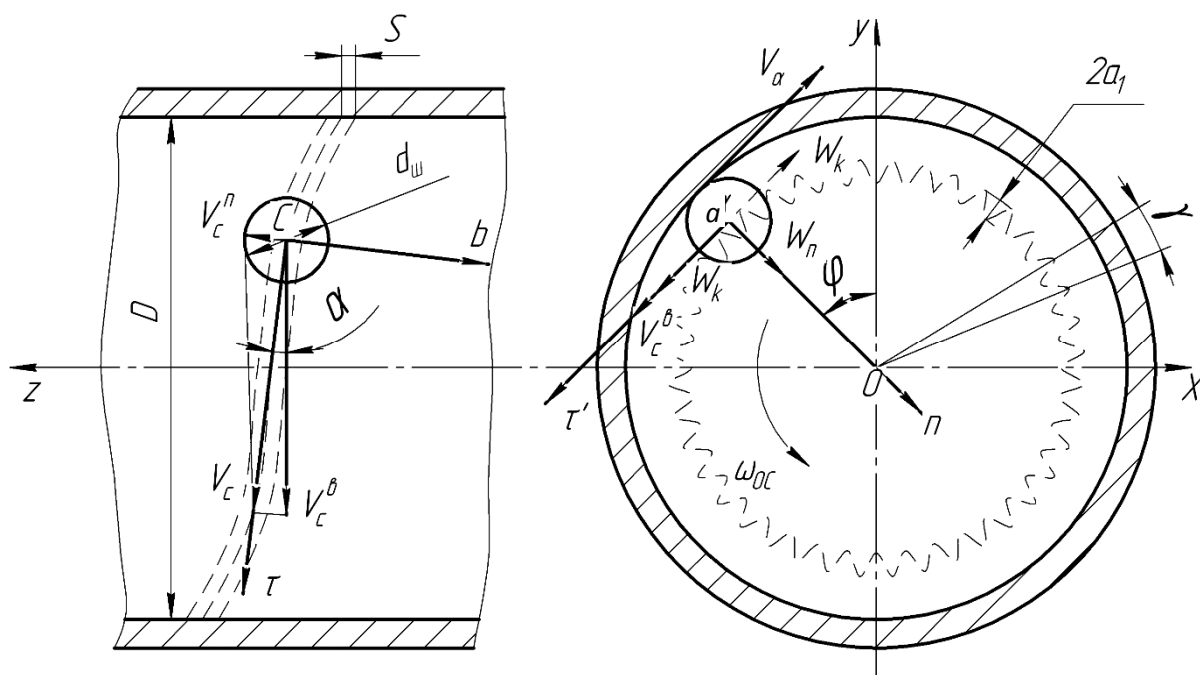


Рис. 2. Кинематика шаров в процессе упрочняющей ПЦО: n , τ , b – нормаль, касательная и бинормаль к траектории центра шара; XOY – оси координат, связанные с вращающейся деталью

Уравнения движения центра масс шара относительно неподвижной системы координат X , Y , Z имеют вид [2, 8]:

$$X = \left(\frac{D - d_{ш}}{2} \right) \sin \left(\frac{2V_c^B}{D - d_{ш}} t \right); \quad (1)$$

$$Y = \left(\frac{D - d_{ш}}{2} \right) \cos \left(\frac{2V_c^B}{D - d_{ш}} t \right); \quad (2)$$

$$Z = \frac{S}{2\pi} \left(\frac{2V_c^B}{D - d_{ш}} \right) t, \quad (3)$$

где D – диаметр обрабатываемого отверстия заготовки; $d_{ш}$ – диаметр шара в инструменте; V_c^B – скорость центра шаров при их вращении в воздушном потоке и контактировании с деталью; S – перемещение инструмента в осевом направлении.

Колебательное движение шара вдоль оси $\vec{n}$ описывается уравнением

$$n = a_1 \sin kt, \quad (4)$$

где a_1 – амплитуда колебательного движения шара; k – круговая частота колебаний шара.

Круговая частота колебаний шара определяется по выражению

$$k = b_0 \omega_{OC}, \quad (5)$$

где b_0 – коэффициент, зависящий от микрорельефа обрабатываемой поверхности, давления и расхода сжатого воздуха, массы шара, конструктивных параметров камеры расширения, упругих свойств обрабатываемого материала и т. д., при этом $b_0 \gg 1$; ω_{OC} – угловая скорость шара вокруг оси z .

Траектория центра шара в параметрической форме, используя выражения (1)...(3):

$$X = \left(\frac{D - d_{ш}}{2} - a_1 (1 - \sin kt) \right) \sin(\omega_{OC}) \cdot t; \quad (6)$$

$$Y = \left(\frac{D - d_{ш}}{2} - a_1 (1 - \sin kt) \right) \cos(\omega_{OC}) \cdot t; \quad (7)$$

$$Z = \frac{S}{2\pi} (\omega_{OC}) \cdot t. \quad (8)$$

Траектория центра шара в проекции на плоскость XOY

$$X^2 + Y^2 = \left(\frac{D - d_{ш}}{2} - a_1 (1 - \sin kt) \right)^2. \quad (9)$$

Колебательное движение шара описывается концом вектора, вращающегося с частотой k , длина которого

изменяется от $(D - d_{ш}) / 2$ до $(D - d_{ш}) / 2 - 2a_1$ по синусоидальному закону.

Шар коснется обрабатываемой поверхности при условии

$$1 - \sin kt = 0. \quad (10)$$

Рассматривая условие (10), получаем

$$kt = \frac{\pi}{2} + 2\pi p = \frac{\pi(1 + 2p)}{2}, \quad (11)$$

где p – количество полных колебаний шара ($p = 0, 1, 2, 3, \dots$).

Время между первым и p -м колебаниями шара с учетом выражения (5) определяем по формуле

$$t_{1-p} = \frac{\pi(1 + 2p)}{2k} = \frac{\pi(1 + 2p)}{2b_0 \omega_{OC}}. \quad (12)$$

Время между двумя соседними соударениями шара о поверхность заготовки или период колебаний

$$T = \frac{3\pi}{2b_0 \omega_{OC}}. \quad (13)$$

Частота соударений шара с обрабатываемой поверхностью определяется из формулы

$$\nu = \frac{1}{T} = \frac{2b_0 \omega_{OC}}{3\pi}. \quad (14)$$

Угол между двумя соседними точками соприкосновения шара с обрабатываемой поверхностью

$$\gamma = \omega_{OC} T = \frac{3\pi}{2b_0}. \quad (15)$$

С учетом выражения (5) уравнение (15) принимает вид:

$$\gamma = \frac{3\pi \omega_{OC}}{2k}. \quad (16)$$

Количество соударений шара с обрабатываемой поверхностью при пово-

роте его на угол 2π (один полный оборот) составляет:

$$N_C = \frac{2\pi}{\gamma} = \frac{4k}{3\omega_{OC}}. \quad (17)$$

Угловая скорость шара складывается из двух составляющих:

$$\omega_{ш} = \sqrt{(\omega_{ш}^B)^2 + (\omega_{ш}^T)^2}, \quad (18)$$

где $\omega_{ш}^B$ – угловая скорость вращения шара вокруг бинормали; $\omega_{ш}^T$ – угловая скорость вращения шара вокруг касательной.

Поскольку шар совершает вращательное движение вокруг оси Z со скоростью ω_{OC} и возвратно-поступательное движение со скоростью $\vec{V}_n$ в направлении, перпендикулярном оси Z , то угол между векторами $(\omega_{OC}, V_n) = 90^\circ$, а вектор ускорения Кориолиса имеет переменное значение и направлен перпендикулярно оси $\vec{n}$. Его значение определяется из выражения

$$W_K = 2(\omega_{OC} V_n). \quad (19)$$

Выражение (19) преобразуется с учетом уравнения (4) и будет иметь вид:

$$W_K = 2\omega_{OC} a_1 k \cos kt. \quad (20)$$

В результате колебательного движения на шар действует ускорение, равное второй производной от уравнения колебательного движения шара (4):

$$W_n = \ddot{n} = a_1 k^2 \sin kt. \quad (21)$$

Центробежная сила инерции, которую развивают шары при вращении, определяется из выражения

$$F_{ц} = m\omega_{отн.ш}^2 R = \frac{mV_{отн.ш}^2}{R}, \quad (22)$$

где R – радиус беговой дорожки ша-

ра, м; $\omega_{отн.ш}$ – относительная угловая скорость, c^{-1} ; $V_{отн.ш}$ – относительная линейная скорость шаров, м/с.

Радиус беговой дорожки напрямую зависит от диаметра обрабатываемого отверстия и диаметра шаров, используемых в инструменте:

$$R = \frac{D - d_{ш}}{2}. \quad (23)$$

Относительная скорость шара $V_{отн.ш}$ зависит от направления вращения шаров и заготовки в процессе обработки [2, 9]. Так как при упрочняющей ПЦО гильз ДВС заготовка не вращается в процессе обработки, то $V_{отн.ш} = V_{ш}$.

Формула для вычисления центробежной силы (22) будет иметь вид:

$$F_{ц} = \frac{mV_{ш}^2}{R} = \frac{2mV_{ш}^2}{D - d_{ш}}. \quad (24)$$

Переменная сила, действующая на шар вдоль оси $\vec{n}$ в результате его колебательного движения [2]:

$$F = m\ddot{n} = -ma_1 k^2 \sin kt. \quad (25)$$

Максимальная сила, действующая на обрабатываемую поверхность, при каждом соударении шара

$$F_{max} = \frac{2mV_{ш}^2}{D - d_{ш}} + ma_1 k^2. \quad (26)$$

Поскольку вращение шаров в инструменте происходит под действием давления воздушного потока, вытекающего из сопел, то на шар в процессе обработки будет действовать сила воздушного потока $F_{в.п.}$ [10], определяемая по формуле

$$F_{в.п.} = \frac{C\rho v_{отн}^2 S}{2}, \quad (27)$$

где C – коэффициент лобового сопротивления шара; ρ – плотность воздуха в потоке, воздействующем на шар; S –

величина миделевого сечения шара (площадь сечения шара в плоскости, проходящей через его центр), m^2 ; $v_{отн}$ – относительная скорость воздушного потока, м/с:

$$v_{отн} = v_{в.п.} - V_{отн.ш} = v_{в.п.} - V_{ш}, \quad (28)$$

где $v_{в.п.}$ – скорость воздушного потока, м/с.

Уравнение движения шара в инструменте для упрочняющей ПЦО можно выразить основным законом динамики вращательного движения

$$J\ddot{\phi} = M_{внешн.}, \quad (29)$$

где J – момент инерции шара относительно центра, $кг \cdot м^2$; $\ddot{\phi}$ – угловое ускорение шара, $с^{-2}$; $M_{внешн.}$ – суммарный момент всех внешних сил, действующих на тело.

При упрочняющей ПЦО внешние силы, действующие на шар, – это центробежная сила, сила колебательного движения, сила воздушного потока и сила тяжести. Тогда выражение (29) примет вид:

$$J\ddot{\phi} = \left[\frac{C_p(v_{в.п.} - V_{ш})^2 S}{2} - \frac{2mfV_{ш}^2}{D - d_{ш}} - ma_1k^2 - mg \cos \phi \right] R, \quad (30)$$

где f – коэффициент трения скольжения; m – масса шара, кг; g – ускорение свободного падения, $м/с^2$; $\dot{\phi}$ – угловая скорость шара, $с^{-1}$.

Пренебрегая составляющей массы шара и полагая, что при установившемся движении шара, когда $\dot{\phi} = \omega = \text{const}$, то $\ddot{\phi} = 0$, выражение (30) принимает вид:

$$F_{ц} = \frac{2mfV_{ш}^2}{D - d_{ш}} = \frac{C_p(v_{в.п.} - V_{ш})^2 S}{2} - ma_1k^2. \quad (31)$$

Предложенная физическая модель формирования микрорельефа обработанной поверхности в процессе упрочняющей ПЦО устанавливает зависимость центробежной силы инерции, развиваемой шарами в режиме автоколебаний, от аэродинамических параметров процесса: относительной скорости и плотности воздушного потока, скорости шаров в инструменте, величины миделевого сечения шара и коэффициента лобового сопротивления шара при неподвижной заготовке.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Шнейдер, Ю. Г. Эксплуатационные свойства деталей с регулярным микрорельефом / Ю. Г. Шнейдер. – Л. : Машиностроение, 1982. – 246 с.
2. Минаков, А. П. Технологические основы пневмовибродинамической обработки нежестких деталей / А. П. Минаков, А. А. Бунос ; под ред. П. И. Ящерицына. – Минск : Навука і тэхніка, 1995. – 304 с.
3. Елизаветин, М. А. Технологические способы повышения долговечности машин / М. А. Елизаветин, Э. А. Сатель. – М. : Машиностроение, 1969. – 400 с.
4. Николаев, В. В. Технологическое обеспечение износостойкости раскатыванием и накатыванием (на примере пары цилиндр – поршневое кольцо) : дис. ... канд. техн. наук / В. В. Николаев. – Владимир, 1986. – 192 л.
5. Одинцов, Л. Г. Упрочнение и отделка деталей поверхностным пластическим деформированием : справочник / Л. Г. Одинцов. – М. : Машиностроение, 1987. – 328 с.
6. Ящерицын, П. И. Упрочняющая обработка нежестких деталей в машиностроении / П. И. Ящерицын, А. П. Минаков. – Минск : Наука и техника, 1986. – 215 с.
7. Минаков, А. П. Технологические основы пневмовибродинамической обработки нежестких деталей : дис. ... д-ра техн. наук : защищена 05.03.01 : утв. 05.02.08. – Могилев, 1996. – 416 л.

8. **Воронков, И. М.** Курс теоретической механики / И. М. Воронков. – 11-е изд. – М. : Наука, 1964. – 596 с.
9. **Ильюшина, Е. В.** Суперфинишная пневмоцентробежная обработка гильз гидроцилиндров : дис. ... канд. техн. наук : защищена 05.02.083. – Могилев, 2009. – 157 л.
10. **Карпин, Е. Б.** Расчет и конструирование весоизмерительных механизмов / Е. Б. Карпин. – М. : Машгиз, 1963. – 524 с.

Статья сдана в редакцию 26 февраля 2013 года

Анатолий Петрович Минаков, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет.

Михаил Евгеньевич Лустенков, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет.

Елена Валерьевна Ильюшина, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет.
Тел.: +375-298-45-25-55.

Анна Александровна Горшкова, преподаватель, Белорусско-Российский университет.

Anatoly Petrovich Minakov, DSc (Engineering), Prof., Belarusian-Russian University.

Mikhail Yevgenyevich Lustenkov, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University.

Elena Valeryevna Ilyushina, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University.
Tel.: +375-298 45 25 55.

Anna Aleksandrovna Gorshkova, lecturer, Belarusian-Russian University.

УДК 625.84.076

С. Б. Партнов, В. И. Семчен

НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ ГРУНТОВ ПОД ДЕЙСТВИЕМ КОЛЕСНЫХ ДВИЖИТЕЛЕЙ СТРОИТЕЛЬНО-ДОРОЖНЫХ МАШИН

UDC 625.84.076

S. B. Partnov, V. I. Siomchen

DEFLECTED MODE OF SOILS UNDER THE EFFECT OF WHEEL MOVERS OF ROAD CONSTRUCTION MACHINERY

Аннотация

Приведены результаты теоретических и экспериментальных исследований влияния параметров движителей и физико-механических свойств грунтов на характер и величину распределения напряжений в грунтах.

Ключевые слова:

движитель, грунт, проходимость, опорная поверхность, деформация, напряжение, осадка.

Abstract

The results of theoretical and experimental studies are given which show the impact of parameters of movers and physico-mechanical properties of soils on the nature and magnitude of stress distribution in soils.

Key words:

mover, soil, passing ability, load carrying surface, deformation, stress, setting.

Введение

При работе строительно-дорожных и мелиоративных машин, движущихся, как правило, вне дорог, физико-механические свойства грунтов накладывают жесткие ограничения на проходимость и другие характеристики движителей. Поэтому понимание механики взаимодействия систем движитель–опорная поверхность является весьма ценным для подбора и эксплуатации строительно-дорожных и мелиоративных машин.

Изучение взаимосвязи между техническими характеристиками внедорожных мелиоративных машин и непрерывно изменяющимися физико-механическими свойствами грунтов позволяет оптимизировать конструктив-

ные параметры движителей машин и технологические режимы их работы. Целью исследований являлось изучение влияния параметров колесного движителя и физико-механических свойств грунтов на величину и область распределения напряжений в грунтах.

Моделирование взаимодействия колеса с грунтом

Для получения математической модели взаимодействия колеса с уплотняемым грунтом расчетная схема разработана с учетом положений теории колееобразования и теоретической механики грунтов [1–3]. На рис. 1 представлена схема взаимодействия колеса с опорной поверхностью.

Под действием вертикальной на-

грузки Q колесо вдавливаются в грунт и, двигаясь вперед, образует колею, равную осадке H . При этом возникает сила сопротивления движению. На дуге контакта колеса со слоем грунта L возникает реактивное давление, распределенное по площади контакта колеса со слоем. Равнодействующая реакции грунта во всех точках слоя, отнесенная к площади контакта колеса с грунтом, является радиальным напряжением σ_k . По принятой расчетной схеме составлена математи-

ческая модель взаимодействия колеса с уплотняемой средой. При этом приняты инженерные допущения: грунт однородный изотропный, линейно-деформируемый; рассматривается слой грунта конечной толщины; скорость перекачивания колеса принимается постоянной; реакция уплотняемого в процессе качения грунта во всех точках слоя является радиальным контактным напряжением и равна нормальному давлению на соответствующей глубине z .

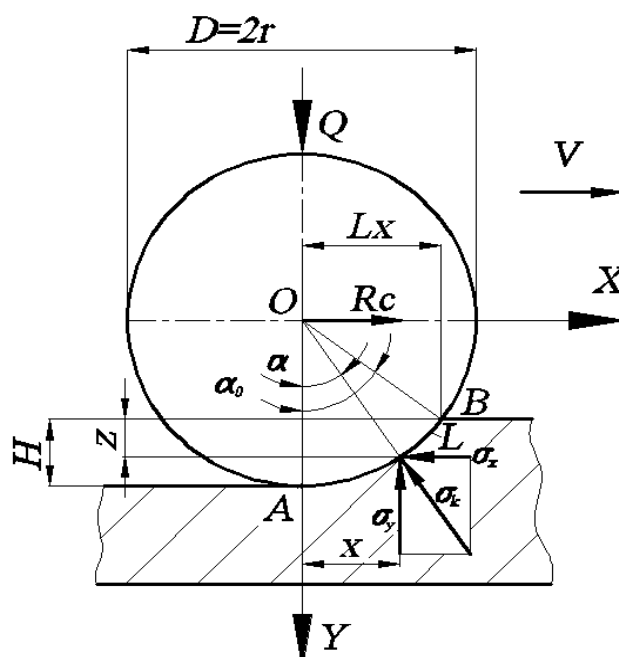


Рис. 1. Схема взаимодействия колеса с опорной поверхностью

Уравнения равновесия колеса при его взаимодействии с уплотняемым слоем могут быть представлены в виде

$$Rc = B \int_0^{\alpha_0} \sigma_k \cdot r \sin \alpha d\alpha; \quad (1)$$

$$Q = B \int_0^{\alpha_0} \sigma_k \cdot r \cos \alpha d\alpha, \quad (2)$$

где Rc – сопротивление движению; Q – суммарная вертикальная нагрузка на колесо; B – ширина колеса; σ_k – напряжение в уплотняемом слое; α_0 – угол,

охватывающий дугу контакта L колеса с уплотняемым слоем грунта.

Решены уравнения (1) и (2) с учетом степенной зависимости между напряжением в грунте σ и деформацией H (приведена в [1]) – получены уравнения, характеризующие взаимодействие колеса с опорной поверхностью.

Глубина колеи определится из зависимости

$$H = \left[\frac{3Q}{B(3-n) \cdot (k_c / B + k_\phi) \cdot \sqrt{D}} \right]^{\frac{2}{2n-1}}. \quad (3)$$

Сила сопротивления движению

$$R_c = \frac{1}{(n+1) \cdot B^{\frac{1}{2n+1}} \cdot (k_c / B + k_\varphi)^{\frac{1}{2n+1}}} \times \left[\frac{3Q}{\sqrt{D}} \right]^{\frac{2n+2}{2n+1}}, \quad (4)$$

где k_c – коэффициент, учитывающий реактивное сопротивление уплотнению грунта, возникающее за счет сил сопротивления; k_φ – коэффициент, учитывающий реактивное сопротивление уплотнению грунта, возникающее за счет сил трения между его частицами; n – экспонента деформации в степенной зависимости между напряжением и деформацией.

Практическое использование указанных зависимостей возможно лишь

при определении механических параметров грунтов на всех этапах его уплотнения под движущимся колесом.

Механические параметры грунта k_c , k_φ , n , входящие в формулы (3) и (4), определялись экспериментально на специально сконструированной установке. Одновременно измерялись и другие параметры состояния грунтов на разных этапах уплотнения: c – сцепление; φ – угол внутреннего трения; γ – плотность грунта после каждого прохода колеса.

Так как механические параметры грунтов зависят от состояния на всех этапах уплотнения, то их можно оценивать получаемой плотностью γ . В зависимости от плотности грунтов определялись все параметры, характеризующие их k_c , k_φ , n , c , φ (представлены в табл. 1).

Табл. 1. Уравнения регрессии механических свойств грунтов в зависимости от получаемой плотности γ

Материал	Уравнение регрессии	Угол внутреннего трения, град	Сцепление, МПа
Супесь	$k_c = 42,8 - 31,44\gamma + 17,98\gamma^2$ $k_\varphi = 723,2\gamma^2 + 14196\gamma - 21107$ $n = 0,101 + 0,271\gamma$	28...32	0,035...0,05
Суглинок	$k_c = 61,4 - 27,8\gamma + 23,47\gamma^2$ $k_\varphi = 814,8\gamma^2 + 15108\gamma - 19605$ $n = 0,116 + 0,243\gamma$	20...28	0,045...0,06
Влажный торф	$k_c = 68,1 - 37,3\gamma + 27,4\gamma^2$ $k_\varphi = 863,8\gamma^2 + 18000\gamma - 23012$ $n = 0,113 + 0,232\gamma$	25...27	0,03...0,46

На основании проведенных опытов были получены уравнения регрессии, описывающие изменение плотности в зависимости от контактных напряжений, создаваемых колесами машин [4–6].

Регрессионные уравнения зависимости плотности грунтов от контактных напряжений имеют вид:

– для супеси

$$\gamma = 1,23 + 0,128 e^{\sigma_K}; \quad (5)$$

– для суглинка

$$\gamma = 1,14 + 0,158 e^{\sigma_K}; \quad (6)$$

– для увлажненного торфа

$$\gamma = 1,18 + 0,124 e^{\sigma_K}, \quad (7)$$

где γ – текущее значение плотности материала; e – основание натуральных логарифмов; σ_K – контактное напряжение под колесом машины, МПа.

Анализ процессов, происходящих при качении колеса по грунту, затруд-

нен без учета величин и направления напряжений, возникающих в зоне контакта колеса с опорной поверхностью и на глубине слоя.

Контактные напряжения под колесом могут быть определены из зависимости

$$\sigma_k = \frac{Q}{F}, \quad (8)$$

где Q – нагрузка на колесо; F – площадь контакта колеса с грунтом,

$$F = B \cdot L, \quad (9)$$

где B – ширина колеса; L – длина дуги контакта колеса с опорной поверхностью.

Длина дуги контакта колеса с грунтом с достаточно высокой степенью точности описывается выражением

$$L = 2\sqrt{D \cdot H}, \quad (10)$$

где D – диаметр колеса; H – величина осадки.

Так как длина дуги взаимосвязана с диаметром колеса и величиной осадки, то величина контактных напряжений σ_k определится из зависимости

$$\sigma_k = \frac{Q}{2B\sqrt{D \cdot H}}. \quad (11)$$

С учетом того, что горизонтальная составляющая контактных напряжений σ_x (рис. 1) – это отношение силы сопротивления передвижению колеса R_c к вертикальной проекции площади контакта колеса с грунтом, а вертикальная составляющая контактного напряжения σ_y – это отношение вертикальной нагрузки на колесо Q к горизонтальной проекции площади контакта колеса с грунтом, а также с учетом (3) и (4) были получены аналитические выражения для определения напряжений:

– горизонтальных

$$\sigma_x = \frac{1}{H(n+1)} \times \times^{2n+1} \sqrt{\left[\frac{3Q}{(3-n) \cdot \sqrt{D}} \right]^{2n+2} \cdot \frac{B^{2n}}{k_c + Bk_\phi}}; \quad (12)$$

– вертикальных

$$\sigma_y = \frac{Q\sqrt{D} \cdot H^n (3-n) \cdot (k_c + Bk_\phi)}{3B\sqrt{DH}}. \quad (13)$$

Результаты исследования взаимодействия движителя с опорной поверхностью

Для исследования процесса взаимодействия колеса с опорной поверхностью, а также оптимизации конструктивных параметров движителей машин и технологических режимов их работы применялось математическое моделирование с использованием ЭВМ.

На рис. 2 представлена зависимость отношения горизонтальных σ_x и вертикальных σ_y напряжений в слое грунта от нагрузки на колесо Q для разных диаметров колес D , вычисленных по формулам (12) и (13), а также полученных экспериментально.

Как видно из графиков (см. рис. 2), горизонтальные напряжения составляют до 25 % от вертикальных, поэтому их необходимо учитывать при расчете и проектировании движителей машин.

Сопоставление результатов экспериментальных исследований с результатами расчета по аналитическим зависимостям (12) и (13), рассчитанным на ЭВМ, показало их хорошую сходимость; разброс составляет 6...10 %.

Одним из показателей, характеризующих проходимость машин, является коэффициент сопротивления качению f , равный отношению силы сопротивления движению R_c к вертикальной нагрузке на колесо Q при установившемся режиме качения.

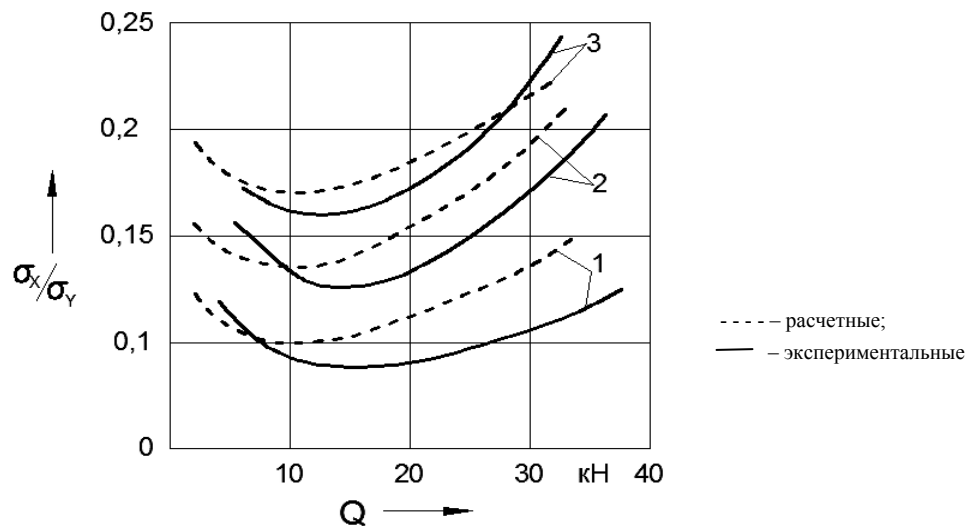


Рис. 2. Зависимость отношения горизонтальных и вертикальных напряжений от нагрузки на колесо и диаметра: 1–3 – диаметры колес 1,4; 1,0; 0,8 м соответственно

Изменение коэффициента f зависимости от глубины колеи H и состоя-

ния грунта для колес диаметром 1,4; 1,0; 0,8 м представлено на рис. 3.

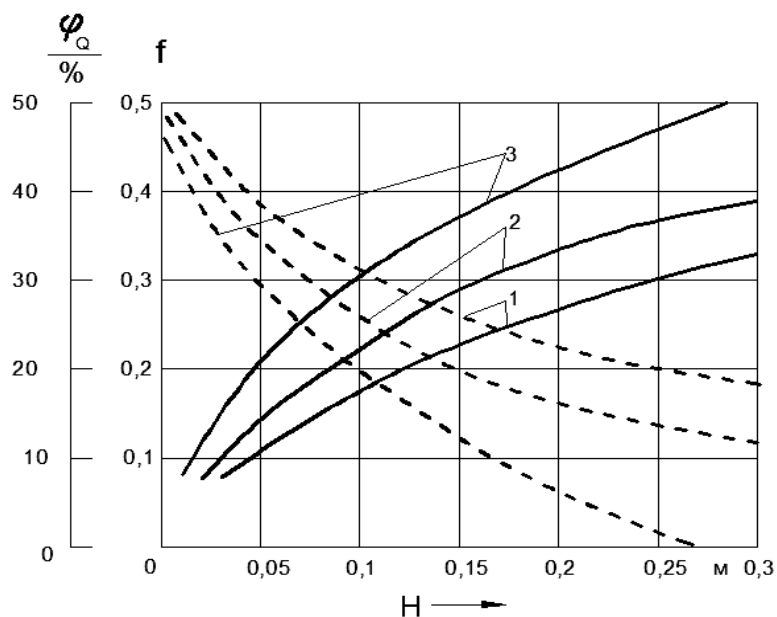


Рис. 3. Зависимость коэффициента сопротивления качению и коэффициента использования массы от глубины колеи для различных диаметров колес: 1–3 – диаметры колес 1,4; 1,0; 0,8 м соответственно

На графиках видно, что коэффициент f при образовании колеи глубиной до 0,25 м резко возрастает. При дальнейшем увеличении колеи (свыше 0,25 м) изменение коэффициента f происходит

менее интенсивно, приближаясь к линейной зависимости.

Важным показателем, влияющим на проходимость колесных машин по деформируемому грунтовому основа-

нию, является коэффициент использования массы φ_Q , который характеризует максимальные тяговые свойства движителей машин. Результаты вычислений коэффициента для колес разных диаметров в зависимости от глубины колеи представлены на рис. 3.

Увеличение глубины колеи, как видно на графиках, резко уменьшает φ_Q . Диаметр колеса оказывает существенное влияние на коэффициент использования массы. Так, колесо диаметром 0,8 м теряет свои тяговые свойства уже при глубине колеи, равной 0,27 м, в то время как

колеса диаметром 1,0 и 1,4 м могут продолжать двигаться в качестве ведущих.

Выводы

Проведенные исследования позволили получить аналитические зависимости, характеризующие напряженно-деформируемое состояние грунтов под действием колесных движителей СДМ. На основании полученных расчетов можно дать рекомендации по выбору параметров движителей СДМ с учетом физико-механических свойств опорных поверхностей.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Беккер, М. Г. Введение в теорию систем местность–машина / М. Г. Беккер. – М. : Машиностроение, 1973. – 520 с.
2. Цытович, Н. А. Механика грунтов / Н. А. Цытович. – М. : Госиздат, 1963. – 635 с.
3. Филин, А. П. Прикладная механика твердого деформируемого тела / А. П. Филин. – М. : Наука, 1975. – 83 с.
4. Партнов, С. Б. Математическое моделирование на ЭВМ процесса уплотнения дорожно-строительных материалов / С. Б. Партнов, А. М. Щемелев // Сб. деп. науч. работ. – 1989. – № 4. – С. 143.
5. Партнов, С. Б. Моделирование процесса изменения физико-механических свойств материалов при уплотнении / С. Б. Партнов, В. И. Семчен // Новые математические методы и компьютерные технологии в проектировании, производстве и научных исследованиях. – Гомель : БелГУТ, 2003. – С. 163–164.
6. Партнов, С. Б. Закономерности изменения физико-механических свойств дорожно-строительных материалов при уплотнении / С. Б. Партнов, В. И. Семчен // Перспективные технологии, материалы и системы : сб. науч. тр. – Могилев : МГТУ, 2003. – С. 260–265.

Статья сдана в редакцию 18 января 2013 года

Станислав Борисович Партнов, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет.
Вадим Иванович Семчен, ассистент, Белорусско-Российский университет.

Stanislav Borisovich Partnov, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University.
Vadim Ivanovich Siomchen, assistant lecturer, Belarusian-Russian University.

УДК 621.9

В. М. Пашкевич, М. Н. Миронова

МЕТОДОЛОГИЯ КОМПЛЕКСНОГО РЕШЕНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ЗАДАЧ НА ОСНОВЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ФУНКЦИОНАЛЬНЫХ СЕМАНТИЧЕСКИХ СЕТЕЙ

UDC 621.9

V. M. Pashkevich, M. N. Mironova

METHODS OF COMPLEX SOLUTION OF TECHNOLOGICAL TASKS BY USING FUNCTIONAL SEMANTIC NETWORKS

Аннотация

Рассмотрены вопросы обеспечения точности механической обработки деталей машин. Использован подход, базирующийся на технологиях функциональных семантических сетей. Отмечена возможность многофакторной оптимизации параметров механической обработки с целью обеспечения точности на основе комплексного подхода. Приведен размерный анализ технологической системы.

Ключевые слова:

точность механической обработки, искусственный интеллект, функциональные семантические сети, многофакторная оптимизация.

Abstract

The issues of ensuring the accuracy of machining of machine elements are considered in this paper. The approach based on the technologies of functional semantic networks is used. The possibility of multiple-factor optimization of machining parameters for ensuring accuracy by using the integrated approach is considered. The dimensional analysis of the technological system is provided.

Key words:

accuracy of machining, artificial intelligence, functional semantic networks, multiple-factor optimization.

Задача обеспечения точности механической обработки с использованием лезвийного инструмента представляет собой задачу технологии машиностроения, решение которой гарантирует точность работы механизмов и машин, их износостойкость, надежность и долговечность. Повышение точности механической обработки упрощает пригоночные работы при сборке, позволяет осуществить принцип взаимозаменяемости деталей и узлов, вести поточную сборку, что не только сокращает ее трудоемкость, но также облегчает и удешевляет проведение ремонта машин в условиях их эксплуатации. Актуальность этой задачи объясняется и непре-

рывным ростом требований к точности изготовления деталей машин.

В настоящее время обеспечение точности обработки ведется в трех направлениях: за счет улучшения качества технологической системы; на основе устранения факторов, порождающих погрешности обработки; путем управления процессом обработки.

Улучшение качества технологической системы и снижение погрешности обработки достигается, в основном, за счет повышения жесткости, виброустойчивости, износостойкости оборудования, а также ужесточения требований к качеству изготовления режущих инструментов. Однако это связано с

большими затратами, а потому не всегда эффективно.

Управление процессом механической обработки представляется наиболее эффективным методом обеспечения требуемой точности. В то же время современные методы управления не в полной мере учитывают текущее состояние технологического оборудования, а также функциональные взаимосвязи между параметрами обработки и технологической оснастки.

Альтернативу таким подходам могут составить методы, позволяющие обеспечить наибольший запас точности обработки на основе решения задачи многофакторной оптимизации технологических процессов, в том числе на основе методов искусственного интеллекта.

Средством многокритериальной оптимизации параметров технологического процесса и оснастки могут стать интеллектуальные системы, использующие технологии функциональных семантических сетей. Такие системы обладают существенным преимуществом по сравнению с традиционными программными средствами. В отличие от принятого в традиционном программировании подхода, в них программа формируется самой системой. При этом жесткий алгоритм отсутствует и создается системой в процессе решения поставленной задачи. Это существенно снижает требования к квалификации конструктора, упрощает и ускоряет процесс поиска решения.

Для эффективного управления точностью обработки необходим анализ процесса формирования погрешностей обработки на исследуемой операции, включающей оценку погрешностей, зависящих от станка, приспособления, инструмента, а также заготовки.

Рассмотрим математическую модель образования суммарной погрешности на примере обработки концевым инструментом. В качестве управляемого параметра выбрана точность расположения оси обрабатываемого отверстия.

В общем случае суммарную погрешность расположения оси обрабатываемого отверстия можно описать зависимостью

$$\Delta_{\Sigma} = k\sqrt{\varepsilon_o^2 + \varepsilon_z^2 + \varepsilon_n^2 + \Delta_y^2} + \Delta_r + \Delta_T + \Delta_c, (1)$$

где ε_o – погрешность базирования заготовки; ε_z – погрешность закрепления заготовки; ε_n – погрешность, вызываемая приспособлением; Δ_y – погрешность обработки, обусловленная упругими смещениями оси концевой инструмента; Δ_r – погрешность обработки, обусловленная геометрическими смещениями оси концевой инструмента; Δ_T – погрешность, вызываемая тепловыми деформациями технологической системы; Δ_c – погрешность, связанная с неточностью, износом и деформацией станков.

Структурная модель суммарной погрешности обработки концевым инструментом, описываемой зависимостью (1), представлена на рис. 1.

Как правило, точность технологической системы определяется погрешностями, связанными с обработкой, геометрическими особенностями станка и приспособления.

Для оценки каждой из таких погрешностей разработаны методы, принципиально отличающиеся друг от друга и использующие методы расчета размерных цепей, расчета на прочность, эмпирические формулы теории резания и др. Их различный характер приводит к невозможности реализации однотипной процедурой.

В то же время функциональные семантические сети, не накладывая специфических ограничений на вычислительные процедуры, позволяют объединить в единой вычислительной среде выше рассмотренные методы и таким образом обеспечивать комплексное решение задачи управления точностью.

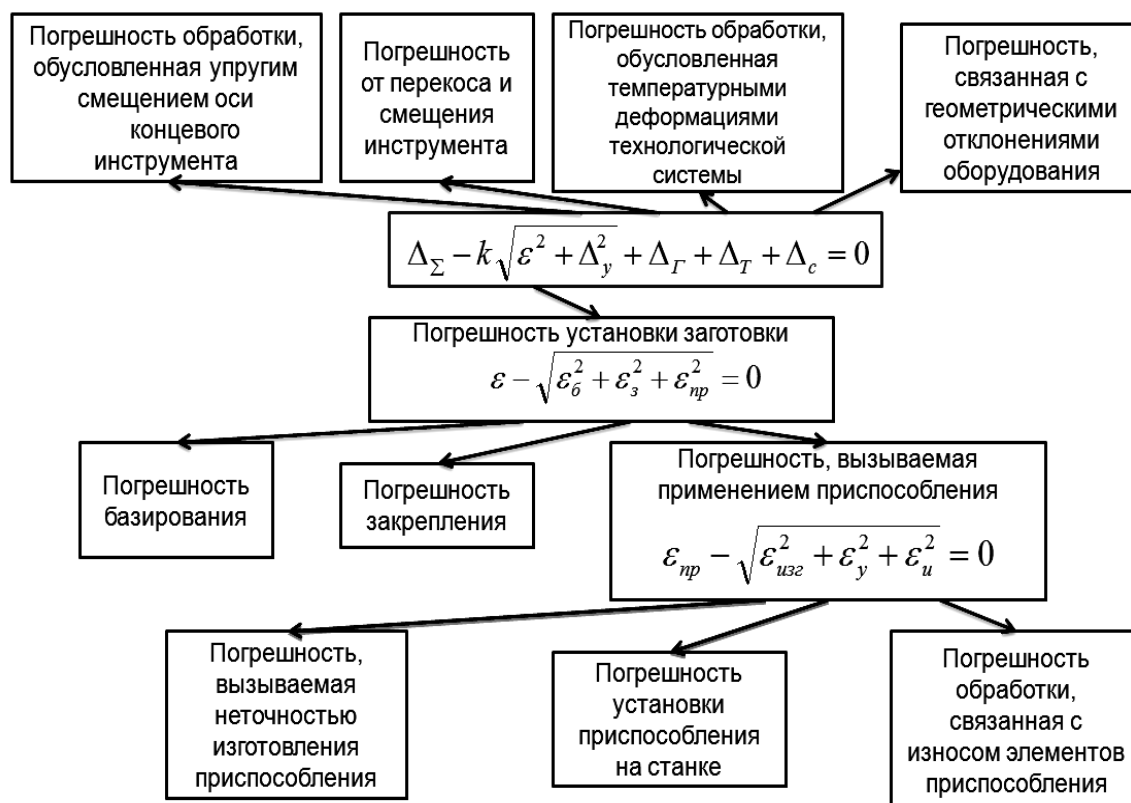


Рис. 1. Структурная модель суммарной погрешности обработки концевым инструментом

Далее приводится описание методологии поиска такого решения.

Принципиальным методом при выборе стратегии обеспечения точности является понимание того факта, что в машиностроительном производстве конструкция детали, технологический процесс ее изготовления, конструкции основных узлов станков и приспособлений взаимосвязаны между собой и должны создаваться с учетом этого.

Поэтому управление точностью должно носить комплексный характер, следует принимать во внимание влияние на точность обработки всех элементов технологической системы.

Нормативный подход к выбору параметров технологического процесса в настоящее время связан с поэтапным (последовательным) снижением погрешностей обработки.

Однако известно, что влияние отдельных параметров на общую погреш-

ность является противоречивым. Например, увеличение подачи приводит к снижению составляющей погрешности, связанной с износом режущего инструмента. С другой стороны, увеличение подачи приводит к увеличению составляющей, связанной с упругими смещениями оси концевой инструмента. Таким образом, снижение одной из составляющих погрешности приводит к росту другой, причем их величины имеют существенно отличающиеся значения в зависимости от условий обработки.

Принципиальной является идея, что управлять точностью механической обработки целесообразно не путем изменения ее параметров для минимизации отдельных составляющих погрешности обработки, а путем уменьшения суммарной погрешности обработки в целом.

Выявление взаимосвязей между параметрами технологического процесса возможно на основе подхода, бази-

рующегося на технологиях функциональных семантических сетей, позволяющего обеспечить точность механической обработки решением задачи многофакторной оптимизации.

Функциональная семантическая сеть – это в общем случае граф, включающий два типа вершин. Первый тип представляет параметры рассчитываемых задач, в том числе исходные данные; второй – описывает функциональные зависимости между параметрами сети [1].

Оптимизация параметров технологического процесса на семантической сети сводится к тому, чтобы, используя функциональные зависимости, определить значения параметров, при которых обеспечивалась бы точность механической обработки (максимальный запас точности).

Таким образом, задача обеспечения точности на основе использования функциональной семантической сети сводится к задаче многофакторной оптимизации:

$$\begin{cases} T - \Delta_{\Sigma}(\pi_1, \pi_2, \dots, \pi_n) \rightarrow \max; \\ \pi_i \in \{R_i\}, \end{cases} \quad (2)$$

где T – допуск на обработку, мм; Δ_{Σ} – суммарная погрешность обработки, мм; π_i – параметры технологического процесса и технологической оснастки; $\{R_j\}$ – область ограничений оптимизируемых параметров.

С целью анализа составляющих суммарной погрешности обработки была построена функциональная семантическая сеть (рис. 2), предназначенная для управления точностью обработки концевым инструментом картера маховика, устанавливаемого в приспособлении (рис. 3) на вертикально-сверлильном станке.

При использовании традиционной методики обеспечения точности механической обработки погрешности станка и приспособления задаются численными значениями. При этом конструктивно-технологические параметры, закладываемые при проектировании и изготовлении технологического оборудования, влияющие на величину пространственного смещения оси отверстия, не участвуют в управлении точностью. Не учитывается также и фактическое состояние технологического оборудования, изменяющееся в процессе его эксплуатации.

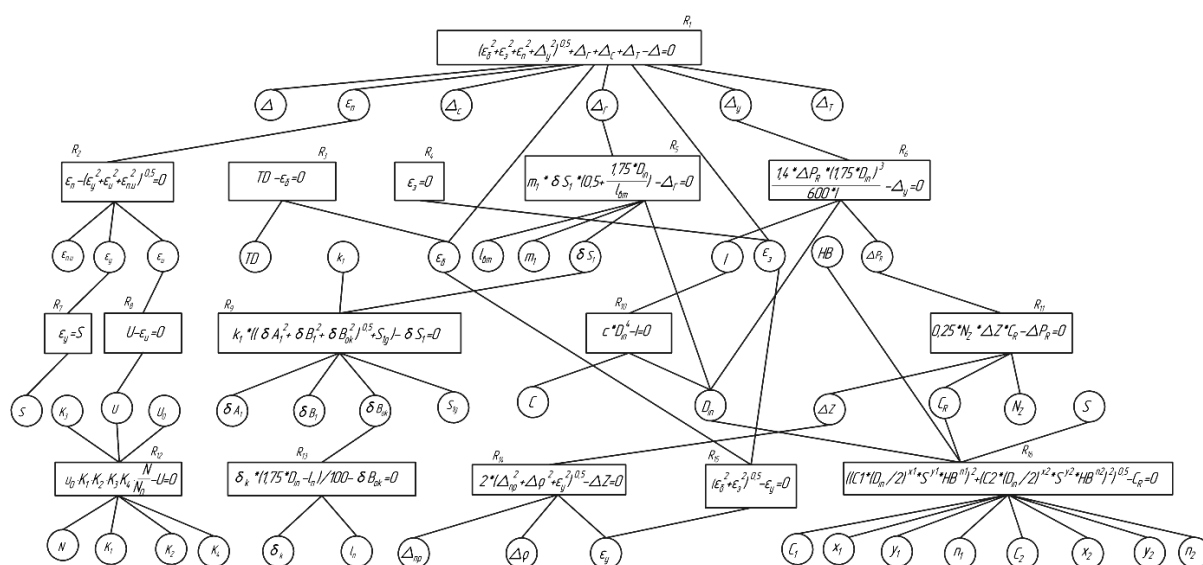


Рис. 2. Функциональная семантическая сеть для управления точностью

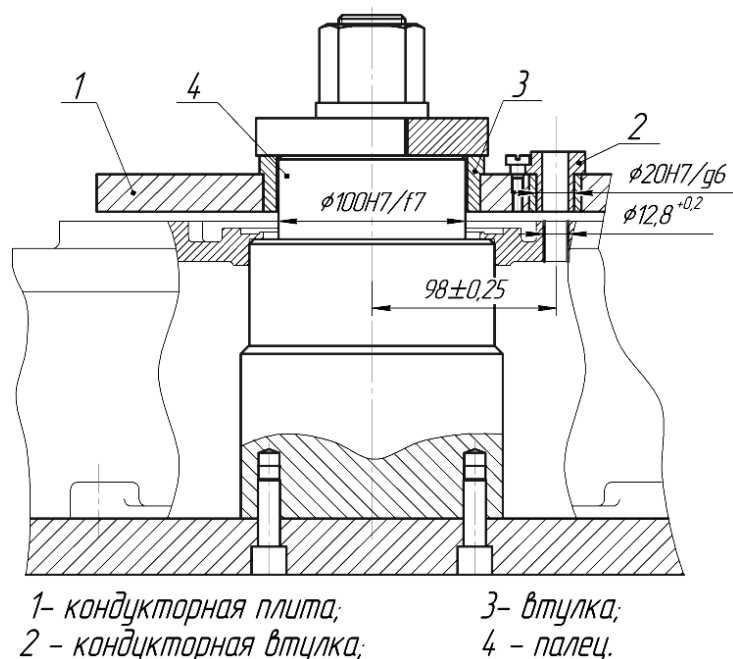


Рис. 3. Схема базирования заготовки картера маховика в приспособлении на вертикально-сверлильной операции

Следует также принимать во внимание, что точность расположения оси обрабатываемых отверстий определяется геометрической точностью основных узлов технологической системы: точностью узлов направления инструмента, узлов установки детали и точностью их взаимного расположения между собой. Кроме того, она зависит от точности расположения осей инструментальных наладок относительно узлов направления инструмента, которая, в свою очередь, определяется геометрической точностью сверлильного станка – отклонением от перпендикулярности рабочей поверхности стола к оси вращения шпинделя.

Геометрическая схема рассматриваемой технологической системы и ее размерная цепь приведены на рис. 4.

Обеспечение точности размера A_Δ , определяющего положение отверстия относительно оси шпинделя станка, может базироваться на использовании размерной цепи A .

В этой цепи приняты обозначения: A_1 – расстояние от оси отверстия до оси приспособления; A_2 – отклонение от соосности оси стола и оси приспособления; A_3 – расстояние от оси стола станка до рабочей поверхности колонны; A_4 – расстояние от оси вращения шпинделя до рабочей поверхности колонны.

Из схемы видно, что увеличивающими звеньями являются A_1 , A_2 , A_3 , а звено A_4 – уменьшающим. Тогда $A_\Delta = A_1 + A_2 + A_3 - A_4$.

Функциональная семантическая сеть для размерной цепи A представлена на рис. 5.

В свою очередь, задача обеспечения перпендикулярности оси отверстия β_Δ относительно установочной базы детали решается с помощью размерной цепи, приведенной на рис. 6.

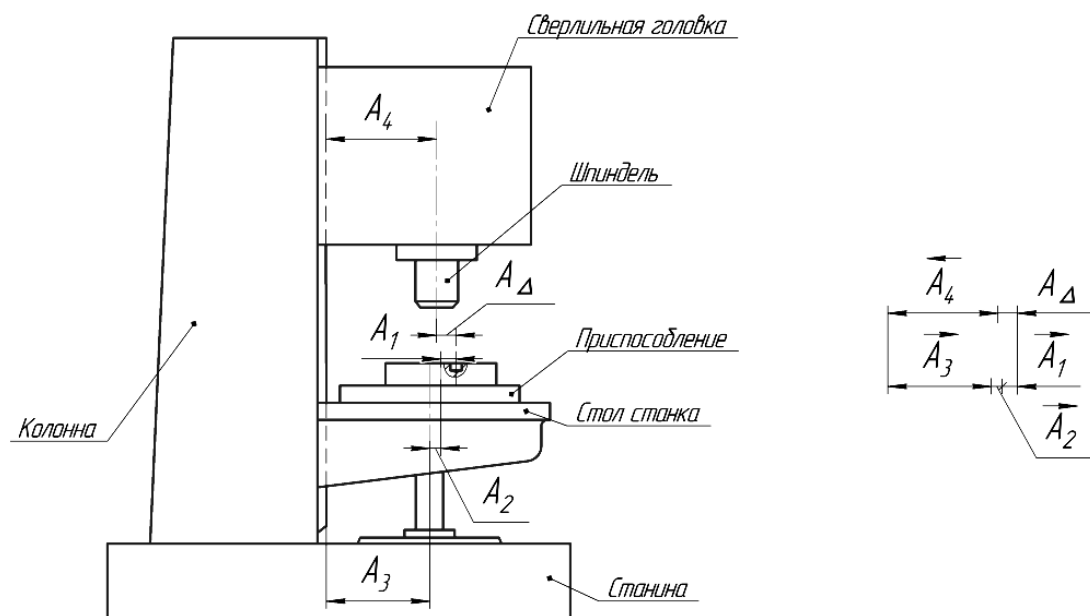


Рис. 4. Геометрическая схема технологической системы и ее размерная цепь

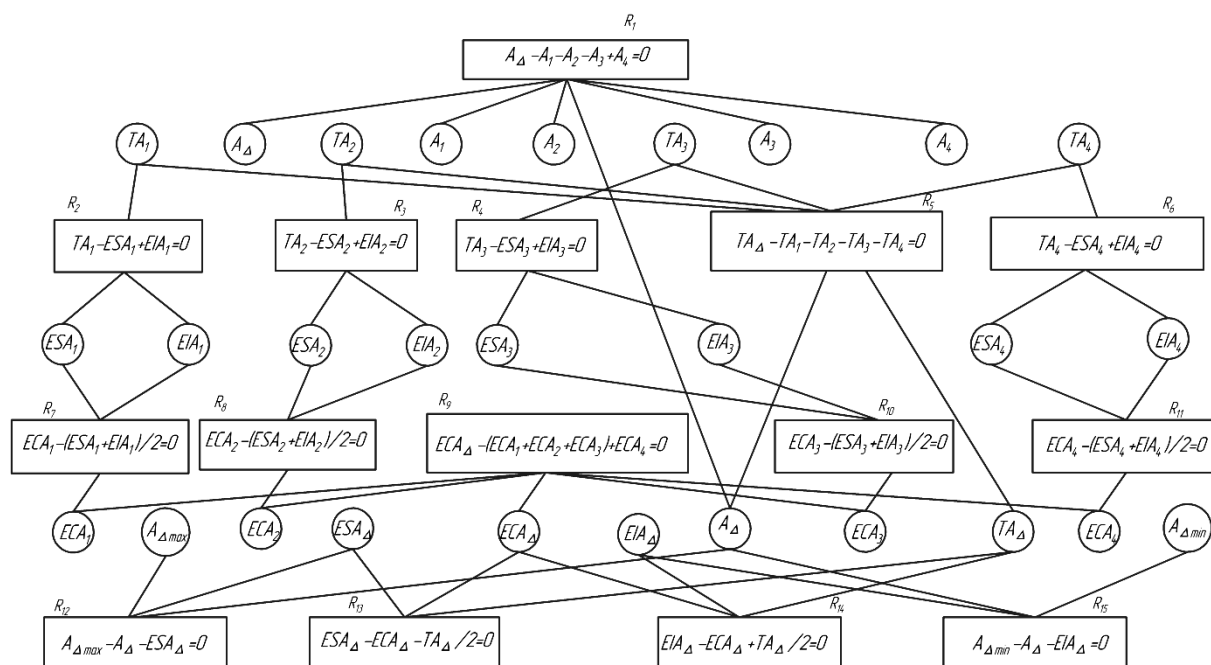


Рис. 5. Функциональная семантическая сеть для размерной цепи A

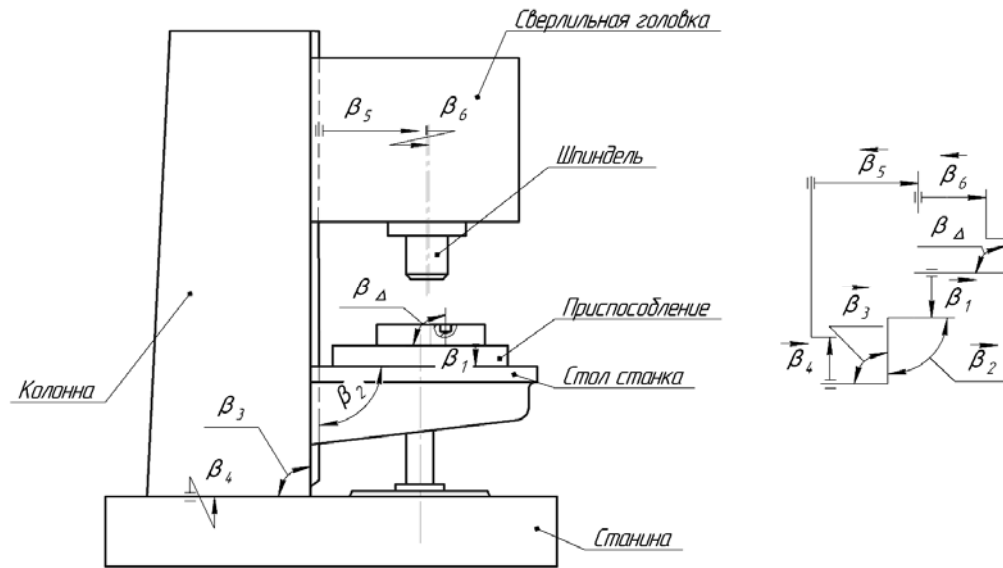


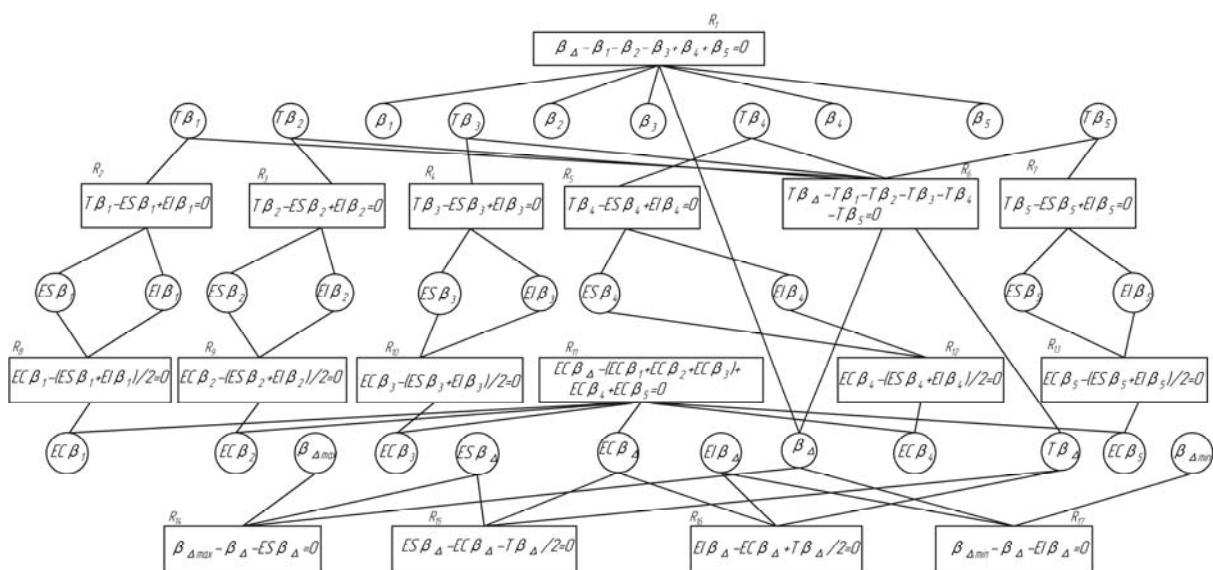
Рис. 6. Геометрическая схема технологической системы и ее размерная цепь

Составляющими звеньями данной цепи являются: β_1 – отклонение от параллельности плоскости приспособления относительно плоскости стола; β_2 – отклонение от перпендикулярности плоскости стола относительно боковой поверхности; β_3 – отклонение от перпендикулярности основания колонны относительно ее рабочей поверхности; β_4 – отклонение от параллельности оси сверлильной головки относительно рабочей поверхности колонны; β_5 – от-

клонение от параллельности оси вращения шпинделя относительно оси сверлильной головки.

Увеличивающие звенья данной цепи – β_1 , β_2 , β_3 , а звенья β_4 , β_5 – уменьшающие. Тогда $\beta_\Delta = \beta_1 + \beta_2 + \beta_3 - \beta_4 - \beta_5$.

Функциональная семантическая сеть такой размерной цепи представлена на рис. 7.

Рис. 7. Функциональная семантическая сеть размерной цепи β

Наряду с погрешностью станка существенным фактором точности расположения оси обрабатываемых отверстий служит также компоновка приспособления.

Погрешность узла направления инструмента возникает вследствие не-

точностей изготовления и определяется теоретико-вероятностным расчетом размерных цепей; смещение оси отверстия от ее номинального положения – при решении уравнения размерной цепи Б приспособления (рис. 8).

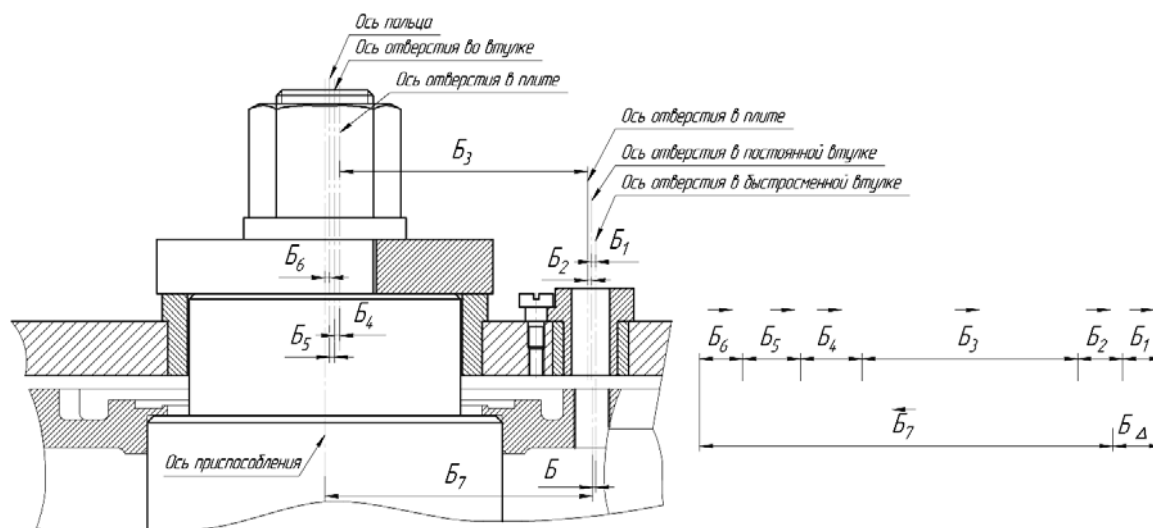


Рис. 8. Схемы взаимодействия элементов приспособления и его размерная цепь

$$B_{\Delta} = B_1 + B_2 + B_3 + B_4 + B_5 + B_6 - B_7, (3)$$

где B_1 – отклонение от соосности осей быстросменной и постоянной втулок; B_2 – отклонение от соосности осей постоянной втулки и отверстия в плите; B_3 – межцентровое расстояние между осями отверстий в плите; B_4 – отклонение от соосности осей отверстия во втулке и отверстия в плите; B_5 – отклонение от соосности осей отверстия во втулке и пальца; B_6 – эксцентricность пальца; B_7 – требуемое расположение оси обрабатываемого отверстия относительно технологической базы.

Функциональная семантическая сеть размерной цепи B представлена на рис. 9.

Кроме того, следует заметить, что размерные цепи A и B являются парал-

лельно связанными [2], т. к. выполняются условия

$$A_1 = B_7; \quad TA_1 = TB_7. \quad (4)$$

Для реализации размерного анализа технологической системы была построена соответствующая функциональная семантическая сеть, представленная на рис. 10.

Частные функциональные семантические сети, приведенные на рис. 3, 7, 10, описывают отношения между режимами резания, параметрами обработки, геометрическими параметрами технологической системы, поэтому для объединения результатов их совместной работы в глобальную сеть управления точностью требуется обеспечить обмен данными между ними. С этой целью выделяются параметры, по которым происходит «сшивание» сетей.

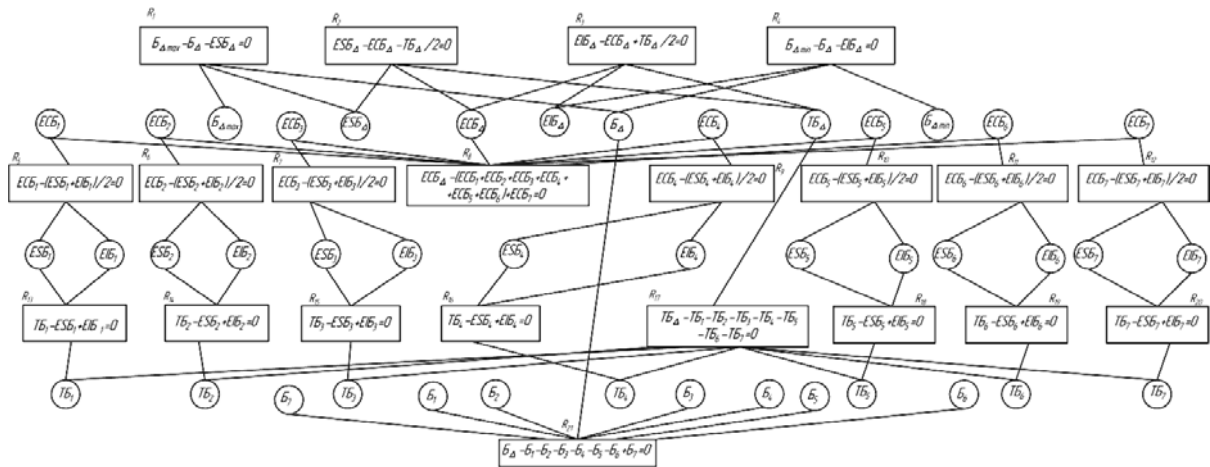


Рис. 9. Функциональная семантическая сеть размерной цепи B

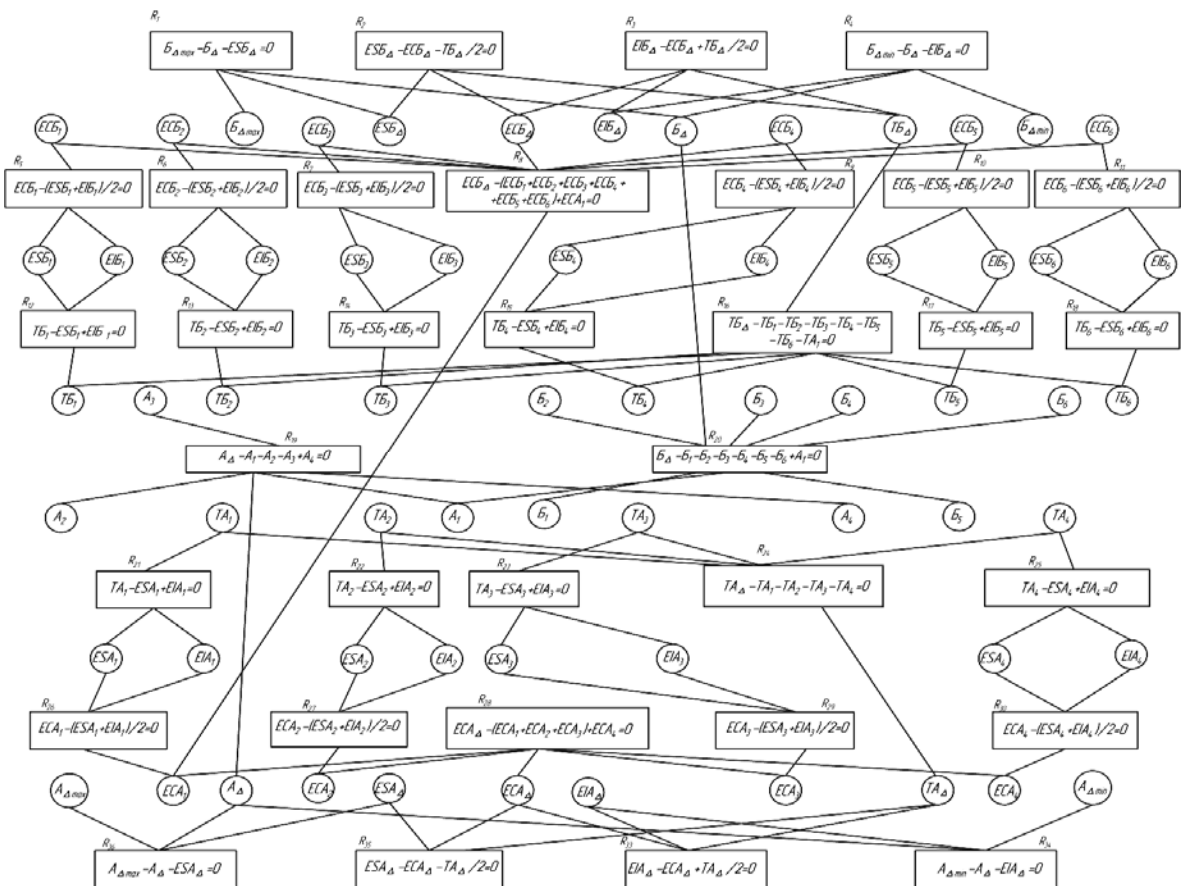


Рис. 10. Функциональная семантическая сеть для управления точностью технологической системы

Так, например, функциональные семантические сети, представленные на рис. 3, 7, 10, связаны между собой параметрами

$$\Delta_c = A_{\Delta \max} + h_{\text{заг}} \cdot \text{ctg}(180 - \beta_{\Delta}); \quad (5)$$

$$\varepsilon_{n,и} = B_{\Delta \max}, \quad (6)$$

где $h_{\text{заг}}$ – высота заготовки, мм.

Следует отметить, что практически изменять можно только ряд параметров семантической сети. Так, например, сила резания зависит от твердости заготовки, глубины резания, подачи, материала инструмента, его геометрии. Очевидно, что при управлении силой резания из этих параметров могут быть использованы только подача и глубина резания. В то же время изменение глубины резания повлечет за собой ухудшение точности обработки. Поэтому наиболее целесообразным способом компенсации силы резания применительно к условиям обработки отверстий является изменение подачи.

Аналогичный анализ осуществлялся и для других составляющих общей погрешности, на основе которого из множества параметров функциональной семантической сети были выделены подмножества управляемых и неуправляемых параметров.

Неуправляемые параметры включают входные данные и параметры технологического процесса, значения которых фиксированы (например, допуск размера, требуемая шероховатость обрабатываемой поверхности).

Управляемые параметры включают, как правило, внутренние параметры технологического процесса, которые могут изменяться с учетом конкретных производственных условий (подача, скорость резания, высота кондукторной втулки, количество деталей в настроечной партии, обрабатываемых в период между подналадками станка, и т. д.), в

связи с чем их величины могут корректироваться в пределах заданных ограничений.

Для реализации описанной методологии была создана интеллектуальная система, осуществляющая управление точностью механической обработки.

В качестве алгоритма оптимизации на функциональной семантической сети предложен алгоритм многофакторной оптимизации на базе алгоритма случайного поиска с возвратом [3]. При этом решение задачи многофакторной оптимизации может быть сведено к решению случайной последовательности задач однофакторной оптимизации, в котором определяются минимально замкнутые подсистемы отношений, выявляются их входные и выходные параметры, что приводит к преобразованию в соответствующие функции. В результате происходит формирование цепочек функций и преобразование неориентированного двудольного графа отношений в ориентированные графы решения задач [4].

Подход, включающий использование функциональных семантических сетей и алгоритма случайного поиска с возвратом, дает возможность успешно решать задачи, связанные с выбором оптимальных параметров механической обработки, а также с расчетом оптимальных параметров применяемой при этом технологической оснастки за счет скрытых функциональных взаимосвязей между параметрами обработки.

Таким образом, решение задачи управления точности на семантической сети обеспечивает к нему комплексный подход и многофакторную оптимизацию как параметров технологического процесса, так и технологического оборудования.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Поспелов, Г. С.** Искусственный интеллект – основа новой информационной технологии / Г. С. Поспелов. – М. : Наука, 1988. – 280 с.
2. **Дунаев, П. Ф.** Расчет допусков размеров / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – М. : Машиностроение, 1981. – 189 с.
3. **Пашкевич, В. М.** Многофакторная оптимизация параметров механической обработки на основе использования семантических сетей / В. М. Пашкевич, М. Н. Миронова // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2011. – № 4. – С. 51–61.
4. **Пашкевич, В. М.** Оптимизация режимов резания на основе использования семантических сетей / В. М. Пашкевич, М. Н. Миронова // Вестник Белорусского национального технического университета. – 2011. – № 3. – С. 9–12.
5. **Жолобов, А. А.** Прогнозирование и обеспечение качества технологических систем на этапах их проектирования и изготовления : монография / А. А. Жолобов. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2005. – 304 с.
6. **Маталин, А. А.** Точность механической обработки и проектирование технологических процессов / А. А. Маталин. – Л. : Машиностроение, 1970. – 320 с.

Статья сдана в редакцию 29 марта 2013 года

Виктор Михайлович Пашкевич, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет.
E-mail: pvm@bk.ru.

Марина Николаевна Миронова, ст. преподаватель, Белорусско-Российский университет.
E-mail: MarinaMN@tut.by.

Viktor Mikhailovich Pashkevich, DSc (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University.
E-mail: pvm@bk.ru.

Marina Nikolayevna Mironova, assistant lecturer, Belarusian-Russian University. E-mail: MarinaMN@tut.by.

УДК 629.113:004.021

В. П. Тарасик, В. В. Региня, Ю. С. Романович

ДИАГНОСТИРОВАНИЕ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ С МЕХАТРОННОЙ СИСТЕМОЙ УПРАВЛЕНИЯ КАРЬЕРНОГО САМОСВАЛА

UDC 629.113:004.021

V. P. Tarasik, V. V. Reginia, Y. S. Romanovich

MONITORING OF THE TECHNICAL CONDITION OF MECHANISMS OF A VEHICLE WITH THE MECHATRONIC CONTROL SYSTEM FOR HYDROMECHANICAL TRANSMISSION

Аннотация

Изложена методика проведения диагностирования технического состояния механизмов гидромеханической передачи с мехатронной системой управления. Приведена математическая модель для исследования зависимостей показателей эффективности автомобиля от параметров состояния его механизмов. Обоснован выбор критериев оценки их технического состояния.

Ключевые слова:

мониторинг, диагностирование, гидромеханическая передача, фрикцион, мехатронная система управления, дизельный двигатель.

Abstract

The methods of monitoring the technical condition of an engine and mechanisms of hydromechanical transmission with the mechatronic control system are suggested. The paper presents the mathematical model for studying the dependences of vehicle efficiency indicators upon the parameters of the condition of its mechanisms. The choice of criteria for evaluating their technical condition is substantiated.

Key words:

monitoring, diagnostics, hydromechanical transmission, friction clutch, mechatronic control system, diesel engine.

На предприятии ОАО «Белорусский автомобильный завод» создан типоразмерный ряд гидромеханических передач (ГМП) на мощности 500, 600, 900 и 1200 кВт, используемых на карьерных самосвалах соответственно БелАЗ-7555Е г/п 55 т, БелАЗ-7555Н г/п 60 т, БелАЗ-75570 г/п 90 т и БелАЗ-7516 г/п 130 т. Для управления гидромеханическими передачами этих самосвалов сотрудниками кафедры «Автомобили» Белорусско-Российского университета разработана мехатронная система автоматического управления

(МСАУ). Эта система управляет переключением передач, блокированием гидротрансформатора (ГДТ), изменением режима работы двигателя при переключении передач, обеспечивает плавное включение фрикционов ГМП.

Для реализации алгоритмов управления МСАУ снабжена множеством датчиков, позволяющих фиксировать изменения частот вращения вала двигателя, валов ГМП (турбинного, промежуточного и выходного), положения органов управления (педаль акселератора, рабочего тормоза, гидродинамического тор-

моза-замедлителя, рычага стояночного тормоза, рычага селектора выбора режимов работы ГМП), состояния грузовой платформы, массы перевозимого груза, давлений в магистралях гидропривода, температуры масла ГМП и двигателя, скорости движения и др. [3].

Наличие большого количества датчиков в составе МСАУ позволяет непрерывно получать в режиме реального времени информацию о процессах функционирования основных механизмов и систем ГМП и выполнять мониторинг их технического состояния с отображением результатов на экране дисплея.

Мониторинг осуществляется в процессе штатного режима выполнения машиной транспортной работы, поэтому контролировать можно состояние лишь тех механизмов, параметры которых на этих режимах должны иметь нормативные значения. Эти параметры являются диагностическими и для них определены предельные значения. В ГМП к ним относятся: давление рабочей жидкости в главной магистрали; давление в системе смазки; давление на входе и выходе гидротрансформатора; величины падений давления на фильтрах очистки масла; время заполнения гидроцилиндров фрикционов при их включении; время буксования фрикционов; параметры, характеризующие завершенность замыкания фрикционов; параметры электрических сигналов электронных компонентов МСАУ.

Время заполнения гидроцилиндров фрикционов косвенно характеризует величину износа фрикционных дисков. Замыкание фрикционов контролируется по совпадению конструктивного и фактического значений передаточного числа, получаемого после включения новой ступени коробки передач ГМП. Если они не совпадают, это означает, что фрикцион не замкнулся и продолжает буксовать, что чревато его пере-

гревом и быстрым выходом из строя. В этом случае контроллер выдает команду на выключение данного фрикциона, следовательно, и включенной передачи, включая принудительно более низкую передачу, а на экране дисплея появляется информация об аварийном состоянии ГМП. Фактическое передаточное число коробки передач контроллер вычисляет по информации с датчиков частоты вращения, установленных на валу турбины ГДТ, выходном и промежуточном валах ГМП.

Однако в ГМП могут возникать и такие неисправности, которые не выявляются в процессе мониторинга. К ним относятся: повышенные потери энергии во фрикционах на отдельных передачах (коробление фрикционных дисков в процессе эксплуатации, брак деталей фрикционов, некачественная сборка); отклонение нагрузочных характеристик гидротрансформатора от нормативных; снижение преобразующих свойств гидротрансформатора; износ муфт свободного хода реакторных колес гидротрансформатора; заклинивание этих колес. Такие неисправности снижают показатели эффективности выполнения транспортной работы (снижается производительность машины, возрастает удельный расход топлива). Однако ГМП продолжает выполнять свои функции, но параметры ее уже не соответствуют установленным требованиям технической документации. Следовательно, по определению, она неработоспособна.

Необходимо также отметить, что на показатели эффективности работы автомобиля влияет снижение мощности двигателя по мере его износа, а также при нарушениях регулировок управления подачей топлива, что тоже усложняет выявление неисправностей механизмов ГМП.

Снижение производительности автомобиля обусловлено уменьшением

средней скорости движения. При этом увеличивается время преодоления маршрута, снижается интенсивность разгона, возрастает частота и время использования низших передач. Так, проведенные контрольные испытания карьерных самосвалов, работающих в карьере «Гранит» (г. Микашевичи, Брестская обл.), находящихся в эксплуатации в различные сроки, показали, что время преодоления маршрута выезда из карьера, составляющего расстояние 1050 м, колебалось в интервале 180...220 с. Постепенное снижение показателей эффективности обусловлено износами и разрегулировками механизмов.

Если своевременно не обнаружить и не устранить неисправности механизмов ГМП, то ее техническое состояние начнет катастрофически ухудшаться. Существенно возрастает коробление и износ фрикционных дисков вследствие резкого увеличения температуры их нагрева, что приводит к заклиниванию дисков и блокировке фрикциона. Повышенный износ муфт свободного хода приводит к перекосам и заклиниванию реакторных колес гидротрансформатора, повреждению его лопаточной системы. Продукты износа засоряют рабочую жидкость, и, как следствие, наблюдается выход из строя всех механизмов гидравлической системы управления ГМП.

Однако конкретные значения отмеченных показателей в различных условиях эксплуатации будут различны. Они зависят от технического состояния ГМП и двигателя, уровня загрузки автомобиля, параметров и характеристик дороги, погодных условий, административных ограничений на участках маршрута движения, манеры водителя управлять автомобилем, физического состояния водителя, непредвиденных случайных факторов и множества иных причин. Даже при выполнении одной и той же транспортной работы на одном и том же маршруте в каждом заезде они

будут различаться. Следовательно, показатели эффективности, получаемые в штатных режимах движения, не могут выполнять роль диагностических параметров в рассматриваемом случае. Их значения необходимо определять в тестовых режимах испытаний по соответствующей методике.

В качестве тестового режима испытаний предлагается использовать разгон автомобиля на горизонтальном участке дороги с твердым покрытием при полной подаче топлива в двигатель с номинальной загрузкой машины. Автомобиль при реализации этого режима трогается с места и разгоняется до заданной скорости, величина которой зависит от его типа и назначения. Весь необходимый объем информации о параметрах движения машины можно получить посредством датчиков, входящих в состав МСАУ. Никаких дополнительных средств измерения не требуется.

При одновременном наличии неисправностей фрикционов ГМП, механизмов гидротрансформатора и при падении мощности двигателя возникает проблема их дифференциации. В этом случае проводятся два вида тестовых испытаний: разгон автомобиля и испытание на стоповом режиме гидротрансформатора при заторможенном автомобиле. Второй вид тестового испытания позволяет выявить величину падения мощности двигателя и неисправности механизмов гидротрансформатора.

Для решения поставленной задачи следует разработать методику проведения тестовых испытаний объектов технического диагностирования, обосновать выбор диагностических параметров, обеспечивающих необходимый и достаточный уровень информативности, определить интервалы их допустимого изменения, соответствующие получению нормативных характеристик объектов диагностирования, установленных требованиями технической документации.

Отработку методики диагностирования технического состояния исследуемых механизмов ГМП целесообразно осуществлять на основе математического моделирования. Для отображения физических свойств двигателя и ГМП карьерных самосвалов БелАЗ была принята динамическая модель, представленная на рис. 1. Она учитывает инер-

ционные, упругие и диссипативные свойства системы двигатель–трансмиссия–автомобиль, трансформаторные элементы трансмиссии (гидротрансформатор и зубчатые передачи), фрикционные элементы управления блокировкой гидротрансформатора $\Phi_{\text{бл}}$ и переключением передач Φ_1 и Φ_2 .

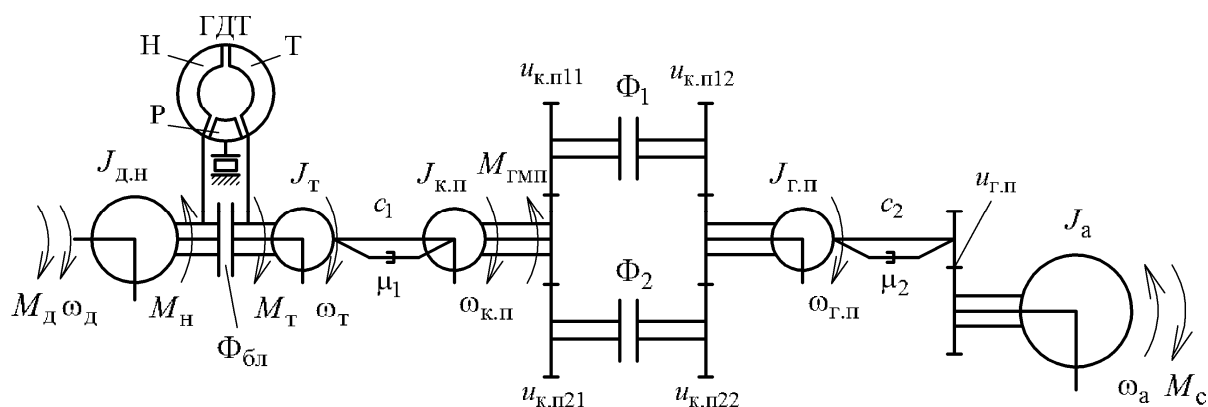


Рис. 1. Динамическая модель системы двигатель–трансмиссия–автомобиль

На рис. 1 приняты следующие обозначения: $J_{\text{д.н}}$, $J_{\text{т}}$, $J_{\text{к.п}}$, $J_{\text{г.п}}$, $J_{\text{а}}$ — моменты инерции, отображающие инерционные свойства механизмов: двигателя, турбины, коробки передач, главной передачи, поступательно движущейся массы автомобиля; $\omega_{\text{д.н}}$, $\omega_{\text{т}}$, $\omega_{\text{к.п}}$, $\omega_{\text{г.п}}$, $\omega_{\text{а}}$ — угловые скорости этих масс; c_1, c_2 — коэффициенты жесткости элементов трансмиссии; μ_1, μ_2 — коэффициенты демпфирования механизмов трансмиссии; $u_{\text{к.п}ij}$ — передаточные числа зубчатых механизмов

коробки передач; $u_{\text{г.п}}$ — передаточное число главной передачи с учетом колесной передачи; $M_{\text{д}}$ — вращающий момент двигателя на входе ГМП; $M_{\text{н}}$, $M_{\text{т}}$ — вращающие моменты насосного колеса и турбины ГДТ; $M_{\text{гмп}}$ — момент сопротивления холостой прокрутки ГМП; $M_{\text{с}}$ — приведенный суммарный момент сопротивления движению автомобиля.

Математическая модель системы двигатель–трансмиссия–автомобиль

$$\left. \begin{aligned}
\frac{d\omega_d}{dt} &= \frac{M_d - (M_n + M_{\phi.бл})(1 - L_{бл}) - (M_{y1} + M_{д1})L_{бл}}{J_{д.н} + J_T L_{бл}}; \\
\frac{d\omega_d}{dt} &= \frac{M_d L_{бл} + (M_T + M_{\phi.бл})(1 - L_{бл}) - (M_{y1} + M_{д1})}{J_{д.н} L_{бл} + J_T}; \\
\frac{d\omega_{к.п}}{dt} &= \frac{(M_{y1} + M_{д1}) - M_{гмп} - \frac{M_{\phi i}(1 - L_i)}{u_{к.пi1} \eta_{к.пi1}} - \frac{(M_{y2} + M_{д2})}{L_i u_{к.пi1} u_{к.пi2} \eta_{к.пi1} \eta_{к.пi2}}}{J_{к.п} + J_{г.п} L_i}; \quad i = 1, 2; \\
\frac{d\omega_{г.п}}{dt} &= \frac{(M_{y1} + M_{д1}) L_i u_{к.пi1} u_{к.пi2} \eta_{к.пi1} \eta_{к.пi2} + M_{\phi i}(1 - L_i) u_{к.пi1} \eta_{к.пi1} - (M_{y2} + M_{д2})}{J_{к.п} L_i + J_{г.п}}; \\
\frac{d\omega_a}{dt} &= \left[(M_{y2} + M_{д2}) u_{гп} \eta_{г.п} - M_c \right] / J_a; \\
\frac{dM_{y1}}{dt} &= c_1 (\omega_r - \omega_{к.п}); \quad \frac{dM_{y2}}{dt} = c_2 (\omega_{г.п} - \omega_a u_{г.п}),
\end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где $M_{\phi.бл}$ – момент трения фрикциона блокировки ГДТ; $M_{\phi 1}, M_{\phi 2}$ – моменты трения фрикционов переключаемых передач; M_{y1}, M_{y2} – моменты упругих элементов; $M_{д1}, M_{д2}$ – моменты диссипативных элементов; $L_{бл}, L_i$, $i = 1, 2$ – дискретные функции состояния фрикционов (при $L_i = 1$ фрикцион замкнут; при $L_i = 0$ – буксует или разомкнут).

Значения дискретных функций $L_{бл}, L_i$ определяются по выражениям:

$$L_{бл} = \begin{cases} 1 & \text{при } |\omega_d - \omega_T| \leq \Delta\omega_{бл}; \\ 0 & \text{при } |\omega_d - \omega_T| > \Delta\omega_{бл}; \end{cases} \quad (2)$$

$$L_i = \begin{cases} 1 & \text{при } |\omega_{к.п}/u_{к.пi1} - \omega_{г.п} u_{к.пi2}| \leq \Delta\omega_i; \\ 0 & \text{при } |\omega_{к.п}/u_{к.пi1} - \omega_{г.п} u_{к.пi2}| > \Delta\omega_i, \end{cases} \quad (3)$$

где $\Delta\omega_{бл}, \Delta\omega_i$ – допустимые значения рассогласования угловых скоростей, при которых фрикцион замыкается.

Формулы для вычисления моментов диссипативных элементов $M_{дi}$ аналогичны двум последним формулам

системы уравнений (1), только вместо dM_{yi}/dt необходимо подставить $M_{дi}$, а вместо c_i – параметр μ_i .

Характеристики двигателя $M_d = f(\omega_d)$ и гидротрансформатора $M_n = f(\omega_d)$, $M_T = f(\omega_T)$ представлялись в виде уравнений регрессий [1].

Для определения величины $M_{гмп}$ были использованы результаты экспериментальных исследований моментов сопротивления прокрутки ГМП на всех передачах в зависимости от частоты вращения входного вала, на основании которых получено уравнение регрессии

$$M_{гмп} = b_0 + b_1 \omega_{отн} + b_2 u_{к.п} + b_3 \omega_{отн} u_{к.п} + b_4 \omega_{отн}^2 + b_5 u_{к.п}^2, \quad (4)$$

где $\omega_{отн}$ – относительная угловая скорость вращения входного вала ГМП; $u_{к.п}$ – передаточное число коробки передач на данной ступени, на которой осуществляется движение в текущий момент времени; $b_0, b_1, \dots, b_5$ – коэффициенты регрессии.

Значение $\omega_{отн}$ вычисляется из соотношения

$$\omega_{\text{отн}} = \omega_{\text{д}} / \omega_{\text{р}}, \quad (5)$$

где $\omega_{\text{д}}$ – текущее значение угловой скорости вала двигателя; $\omega_{\text{р}}$ – значение угловой скорости вала двигателя при максимальной мощности.

Для моделируемого автомобиля $\omega_{\text{р}} = 219,9$ рад/с, а передаточные числа коробки передач: 4,071; 2,865; 2,045; 1,437; 1,011; 0,722. Значения коэффициентов регрессии: $b_0 = 95,3$; $b_1 = -23,3$; $b_2 = -19,54$; $b_3 = -5,935$; $b_4 = 76,15$; $b_5 = 2,945$.

Статистические оценки адекватности и работоспособности полученного уравнения регрессии (4): остаточная дисперсия $D_{\text{ост}} = 15,207$; дисперсия модели среднего $D_{\text{ср}} = 448,868$; критерий Фишера $F = 29,517$; табличное значение критерия Фишера $F_{\text{т}} = 2,15$; коэф-

фициент детерминации $R^2 = 0,974$. Поскольку $F > F_{\text{т}}$, то нулевая гипотеза о том, что модель среднего достаточно хорошо описывает результаты эксперимента, опровергается. Учитывая также, что $R^2 > 0,75$, приходим к выводу, что полученная регрессионная модель адекватна и работоспособна.

На основе математической модели, представленной уравнениями (1)...(4), выполнено моделирование процессов движения карьерного самосвала БелАЗ-7555Е с имитацией эксплуатационных условий карьера «Гранит». Принималось значение коэффициента сопротивления качению $f = 0,02$ и учитывалось изменение уклонов дороги h на маршруте движения. Информация о значениях h на соответствующих участках маршрута приведена в табл. 1.

Табл. 1. Параметры характеристик карьера «Гранит»

Длина участка, м	50	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100
Уклон, %	4,5	4,9	3,2	0,9	0,1	0,1	5,7	5,2	0,0	6,7	3,2

При моделировании движения самосвала вычислялись следующие параметры: время преодоления маршрута $t_{\text{м}}$; расход топлива $Q_{\text{м}}$ за время $t_{\text{м}}$; средняя скорость движения $v_{\text{ср}}$; суммарная энергия двигателя $W_{\text{д}}$, выработанная за время $t_{\text{м}}$; затраты энергии на преодоление сопротивления качению W_f , преодоление уклонов W_h и сопротивления воздуха $W_{\text{в}}$; затраты энергии в механизмах трансмиссии. При этом отдельно выделялись затраты энергии на холостую прокрутку ГМП $W_{\text{ГМП}}$, определяемые в основном потерями на трение фрикционных дисков механизмов управления переключением ступеней в коробке передач, и потери в зубчатых зацеплениях $W_{\text{тр}}$.

Предполагалось, что движение осуществляется при полной подаче топлива в двигатель, а его вращающий момент изменяется по внешней скоростной характеристике $M_e = f(\omega_{\text{д}})$.

Энергия, вырабатываемая двигателем за время преодоления маршрута $t_{\text{м}}$, вычислялась по формуле

$$W_{\text{д}} = \int_0^{t_{\text{м}}} M_e (1 - k_{\text{в.о}} - k_{\chi}) \omega_{\text{д}} dt, \quad (6)$$

где $\omega_{\text{д}}$ – угловая скорость коленчатого вала двигателя; $k_{\text{в.о}}$ – коэффициент отбора мощности на привод вспомогательного оборудования двигателя (принято значение $k_{\text{в.о}} = 0,1$); k_{χ} – коэффи-

циент снижения уровня мощности двигателя, обусловленный нарушением регулировок системы подачи топлива либо износом его механизмов.

Потери энергии на прокрутку ГМП вычислялись по формуле

$$W_{\text{ГМП}} = \int_0^{t_M} M_{\text{ГМП}} \omega_d dt. \quad (7)$$

Потери энергии в трансмиссии

$$W_{\text{тр}} = (W_d - W_{\text{ГМП}})(1 - \eta_{\text{тр}}), \quad (8)$$

где $\eta_{\text{тр}}$ – КПД трансмиссии (принято $\eta_{\text{тр}} = 0,91$).

Затраты энергии на преодоление сопротивления качению

$$W_f = f m_a g s_M, \quad (9)$$

где m_a – полная масса автомобиля (для моделируемого самосвала $m_a = 105000$ кг); s_M – длина маршрута, $s_M = 1050$ м.

Затраты энергии на преодоление сопротивления воздуха

$$W_b = \int_0^{t_M} k_w A_L v^3 dt, \quad (10)$$

где k_w – коэффициент сопротивления воздуха; A_L – лобовая площадь автомобиля; v – скорость движения, м/с.

Для моделируемого самосвала принимали $k_w = 0,7$ Н·с²/м⁴; $A_L = 18,6$ м².

Затраты энергии на разгон автомобиля вычисляются по формуле

$$W_j = \int_0^{t_M} \delta_{\text{п.м}} m_a a v dt, \quad (11)$$

где $\delta_{\text{п.м}}$ – коэффициент приведенной массы автомобиля; a – ускорение автомобиля.

Суммарная затрата энергии на преодоление уклонов по всему маршруту движения вычислялась по формуле

$$W_h = m_a g H = m_a g \sum_{i=1}^N h_i s_i, \quad (12)$$

где H – высота подъема автомобиля по сравнению с исходным его положением, м; h_i – уклон на i -м участке маршрута; s_i – длина i -го участка маршрута.

На подъеме значение h_i положительно, а на спуске – отрицательно.

При выполнении транспортной работы в процессе перевозки грузов автомобиль совершает полезную работу по перемещению груза из начальной точки маршрута в конечную, а также работу по подъему груза на высоту H . В результате полезная работа вычисляется по формуле

$$W_{\text{п.р}} = m_{\text{гр}} g (f s_M + H), \quad (13)$$

где $m_{\text{гр}}$ – масса перевезенного груза, кг.

Значения s_M и H в формулу (13) подставляются в метрах, а работа получается в джоулях.

Эффективность выполнения транспортной работы можно оценить достигнутой производительностью, а также показателями рационального использования энергии двигателя или еще более глубоко – энергии израсходованного топлива.

Оценкой рациональности использования энергии двигателя является транспортный КПД автомобиля, вычисляемый по формуле

$$\eta_{\text{т.р}} = W_{\text{п.р}} / W_d. \quad (14)$$

Принимая во внимание формулу (13), нетрудно видеть, что транспортный КПД существенно зависит от качества опорной поверхности дороги и состояния шин, влияющих на коэффициент сопротивления качению.

Для определения расхода топлива на маршруте использовалась методика, изложенная в [1]. При моделировании движения в условиях карьера «Гранит» варьировали величину коэффициента

уровня мощности двигателя k_χ в пределах от 0 до 0,2. В табл. 2 приведены

результаты моделирования.

Табл. 2

k_χ	t_m , с	$v_{ср}$, км/ч	Q_m , л	W_d , МДж	$W_{п.р}$, МДж	$W_{гмп}$, МДж	W_b , МДж	$\eta_{т.р}$
0	155,1	24,37	4,177	63,06	31,343	3,137	0,810	0,497
0,1	168,1	22,49	4,127	62,21	31,343	3,404	0,703	0,504
0,2	201,0	18,81	4,161	62,64	31,343	3,950	0,536	0,500

Для оценки влияния потерь мощности в механизмах ГМП были приняты во внимание результаты многочисленных испытаний, проводимых на предприятии ОАО БелАЗ над присылаемыми из автохозяйств агрегатами, снятыми с автомобилей по причине их неисправностей, характеризующихся быстрым возрастанием температуры масла в ГМП и снижением скорости дви-

жения. Потери на прокрутку таких ГМП возрастали в 2...3 раза по сравнению с предельными нормативными значениями. Эти значения принимались в качестве коэффициента $k_{гмп}$ увеличения момента $M_{гмп}$, вычисляемого по формуле (4). Результаты моделирования представлены в табл. 3.

Табл. 3

$k_{гмп}$	t_m , с	$v_{ср}$, км/ч	Q_m , л	W_d , МДж	$W_{п.р}$, МДж	$W_{гмп}$, МДж	W_b , МДж	$\eta_{т.р}$
1	155,1	24,37	4,177	63,06	31,343	3,137	0,810	0,497
2	160,2	23,60	4,367	65,98	31,343	6,362	0,761	0,475
3	165,6	22,83	4,582	68,98	31,343	10,170	0,719	0,454

Приведенные в табл. 2 и 3 результаты отображают существенную зависимость времени преодоления маршрута t_m и средней скорости движения $v_{ср}$ от мощности двигателя и потерь в ГМП. Рассмотрим возможность их использования в качестве диагностических параметров при реализации предлагаемой методики диагностирования технического состояния фрикционных ГМП в тестовом режиме испытаний (режим разгона). Вначале выявим влияние уровня мощности двигателя на показатели эффективности разгона автомобиля.

При выборе интервалов варьирования коэффициента уровня мощности двигателя k_χ принята во внимание информация, приведенная в [5], о том, что

механики авторемонтных организаций, занимающиеся обслуживанием и диагностикой двигателей с электронной системой управления подачей топлива, по просьбе водителей перенастраивают систему на увеличение подачи, что приводит к повышению мощности по сравнению с уровнем, установленным производителем двигателей. Однако достигаемый при этом рост производительности автомобиля сопровождается существенным снижением ресурса двигателя и ГМП. Поэтому диагностирование технического состояния двигателя необходимо не только для выявления ухудшений его характеристик, но и с целью предотвращения перегрузки двигателя и трансмиссии.

В связи с этим величиной коэффи-

циента уровня мощности k_χ при моделировании варьировали в пределах $\pm 0,2$, т. е. предполагалось снижение или завышение мощности до 20 % от номинальной; величиной коэффициента $k_{\text{ГМП}}$ роста потерь в ГМП – в пределах от 1 до 3.

В процессе разгона определяли следующие стандартные показатели тягово-скоростных свойств автомобиля: время разгона t_{400} и t_{1000} на участках пути 400 и 1000 м; время разгона до за-

данной скорости t_v ; условную максимальную скорость $v_{y\text{max}}$ (средняя скорость на последних 400 м участка разгона), а также вычисляли параметры, характеризующие потери в трансмиссии, затраты энергии двигателя на преодоление дорожных сопротивлений, сопротивления воздуха, расход топлива [1]. При определении t_v принималась заданная скорость $v_3 = 40$ км/ч. Полученные результаты моделирования разгона представлены на рис. 2.

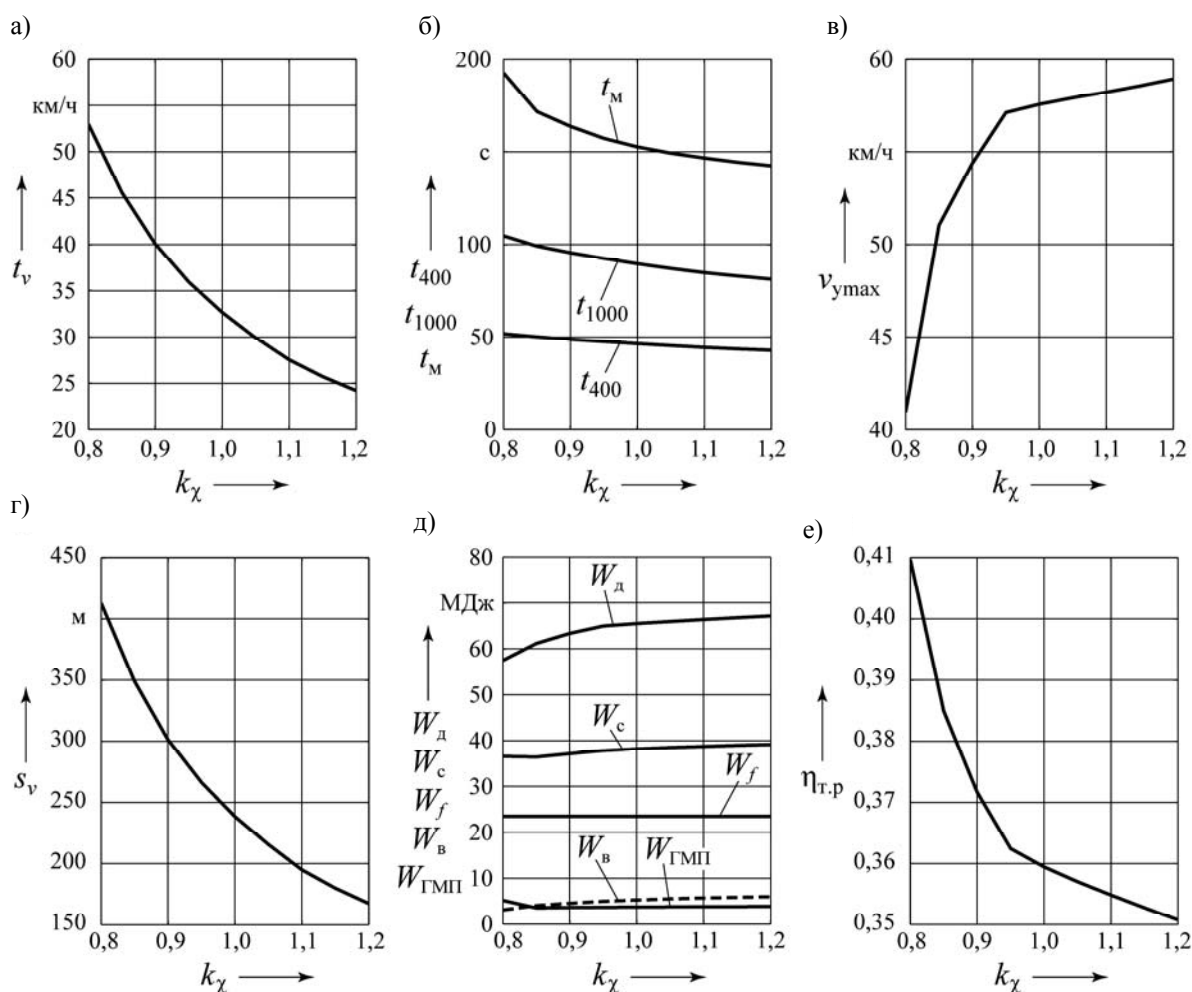


Рис. 2. Зависимости показателей эффективности работы автомобиля от коэффициента снижения уровня мощности двигателя

Рассмотрим влияние мощности двигателя на исследуемые параметры. Как видно из приведенных графиков,

наибольшей информативностью обладают два показателя: время разгона до заданной скорости t_v (рис. 2, а) и путь s_v ,

проходимый за это время (рис. 2, г). Весьма существенно зависят от мощности двигателя условная максимальная скорость разгона $v_{y\max}$ (рис. 2, в), показатели t_{400} , t_{1000} , а также время преодоления маршрута t_m . Так, при падении мощности двигателя на 10 % от номинальной величины (соответствует $t_\chi = 0,9$) значение t_v изменяется с 32,66 до 40,05 с, т. е. увеличивается на 23 %; значение t_{400} возрастает на 2,33 с (на 5 %); значение t_{1000} – на 5,98 с (на 6,7 %); время t_m увеличивается на 11,0 с (на 7,2 %); значение $v_{y\max}$ снижается на 3,17 км/ч (на 5,5 %); s_v увеличивается на 62,9 м (на 26,4 %). Следовательно, все вышеприведенные показатели позволяют зафиксировать снижение мощности двигателя.

Данные показатели могут быть определены, зафиксированы и отображены на экране дисплея мехатронной системы управления. При этом не требуется оснащения автомобиля дополнительными средствами измерения. Программа вычисления всех показателей записывается в память контроллера управления ГМП. Для проведения диагностирования дается команда на исполнение этой программы посредством отдельной кнопки управления, расположенной на панели дисплея. Скорость автомобиля определяется на основе информации о частоте вращения выходного вала ГМП. Интегрирование скорости обеспечивает вычисление перемещения и фиксацию длин мерных участков пути. Численное дифференцирование скорости позволяет определить ускорение автомобиля. МСАУ контролирует также величину груза в кузове автомобиля, что предотвращает его перегрузку.

На рис. 2, д показаны графики изменения энергии двигателя W_d и затрат энергии на преодоление сопротивления качению W_f , сопротивления воздуха W_b ,

потерь в ГМП $W_{гмп}$, механических потерь в трансмиссии $W_{тр}$ (график $W_{тр}$ практически совпал с графиком W_b) в зависимости от коэффициента уровня мощности t_χ . График W_c отображает сумму затрат энергии: $W_c = W_f + W_b + W_{гмп} + W_{тр}$. Разность между W_d и W_c соответствует затратам энергии на разгон автомобиля W_j (преодоление сил инерции). Из рис. 2, д следует, что наибольшие составляющие затрат энергии W_f и W_j .

Согласно выражениям (7)–(11), значения W_f , W_b , $W_{гмп}$, W_j зависят от параметров автомобиля, его скорости и ускорения, коэффициента сопротивления качению f , поэтому они вычисляются контроллером ГМП в процессе тестовых заездов. В результате возникает возможность непосредственно вычислить энергию W_d , вырабатываемую двигателем за время t_m преодоления контрольного маршрута:

$$W_d = \frac{\Sigma W + W_{гмп}(1 - \eta_{тр})}{2 - \eta_{тр}}, \quad (15)$$

где $\Sigma W = W_f + W_b + W_{гмп} + W_j$.

Для получения достоверного значения коэффициента сопротивления качению f при проведении испытаний рекомендуется использовать методику, изложенную в [4].

На рис. 3 показаны графики зависимостей параметров t_v , t_m , s_v от коэффициента $k_{гмп}$, характеризующего увеличение потерь во фрикциях ГМП, обусловленных повреждением фрикционных дисков (коробление, отслоение фрикционных накладок, разрыв и др.). Очевидно, что величины изменения этих параметров позволяют сделать заключение о наличии неисправностей фрикционных.

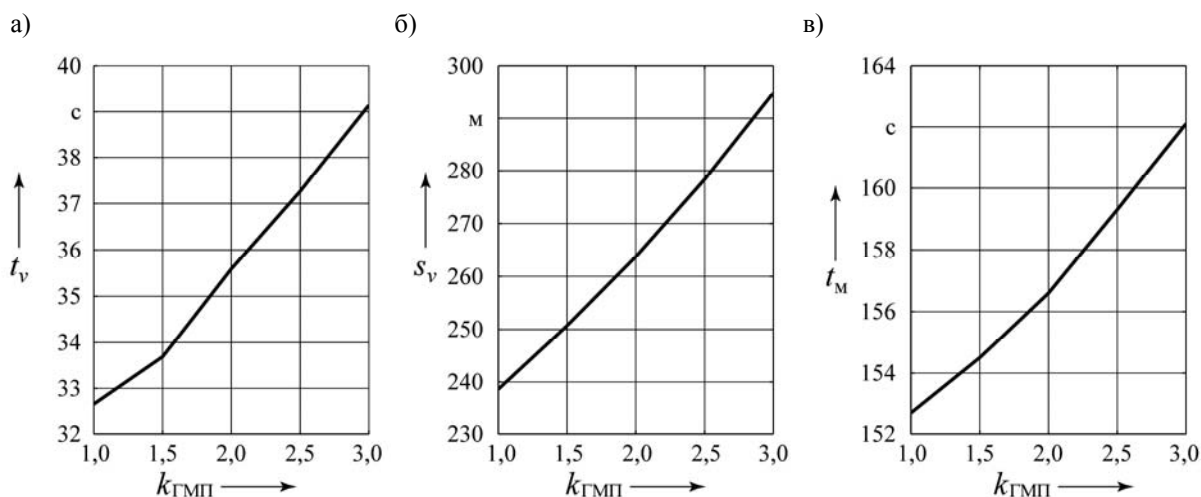


Рис. 3. Графики зависимостей параметров t_v , s_v , t_m от коэффициента $k_{ГМП}$ для автомобиля с полной нагрузкой

Рассмотренная методика проведения диагностирования технического состояния ГМП рекомендуется для применения в автохозяйствах. Для выявления неисправностей, возникающих в процессе эксплуатации, необходимо первый сеанс мониторинга осуществить непосредственно после приобретения нового автомобиля перед введением его в эксплуатацию. Результаты диагностирования записываются в базу данных контроллера и в последующем используются для оценки динамики ухудшения технического состояния ГМП.

Предлагаемую методику диагностирования можно применять и для автомобиля в снаряженном состоянии (без нагрузки). Необходимость диагностирования иногда возникает не только в процессе эксплуатации, но и для машины, сошедшей с конвейера. При этом загрузка автомобиля вызывает сложности в связи с большой грузоподъемностью карьерных самосвалов. Испытательные пробеги приходится выполнять без нагрузки и на сравнительно коротком пути. Поэтому была исследована чувствительность диагностических параметров для карьерного самосвала БелАЗ-7555Е в снаряженном состоянии.

На рис. 4 приведены графики, по-

лученные для снаряженного карьерного самосвала БелАЗ-7555Е при варьировании коэффициента $k_{ГМП}$, а на рис. 5 – коэффициента k_{χ} .

Моделировали процесс разгона на участке пути 500 м при трогании самосвала с места на второй передаче, что предусмотрено алгоритмом МСАУ. Как видно из приведенных графиков, техническое состояние ГМП и двигателя автомобиля в снаряженном состоянии можно успешно диагностировать по показателям t_v , t_{400} и s_v .

Таким образом, оснащение карьерных самосвалов БелАЗ мехатронной системой управления позволяет непрерывно в процессе движения осуществлять мониторинг технического состояния большинства механизмов ГМП и электронных компонентов системы управления, а также на основе тестовых режимов испытаний по предлагаемой методике выполнять диагностирование фрикционных и механизмов гидротрансформатора в реальных условиях эксплуатации и при сдаче готовой продукции. Система датчиков МСАУ и программное обеспечение контроллера позволяют своевременно обнаружить неисправности, избежать

аварийного состояния и существенно
снизить затраты средств на техниче-

ское обслуживание и ремонт.

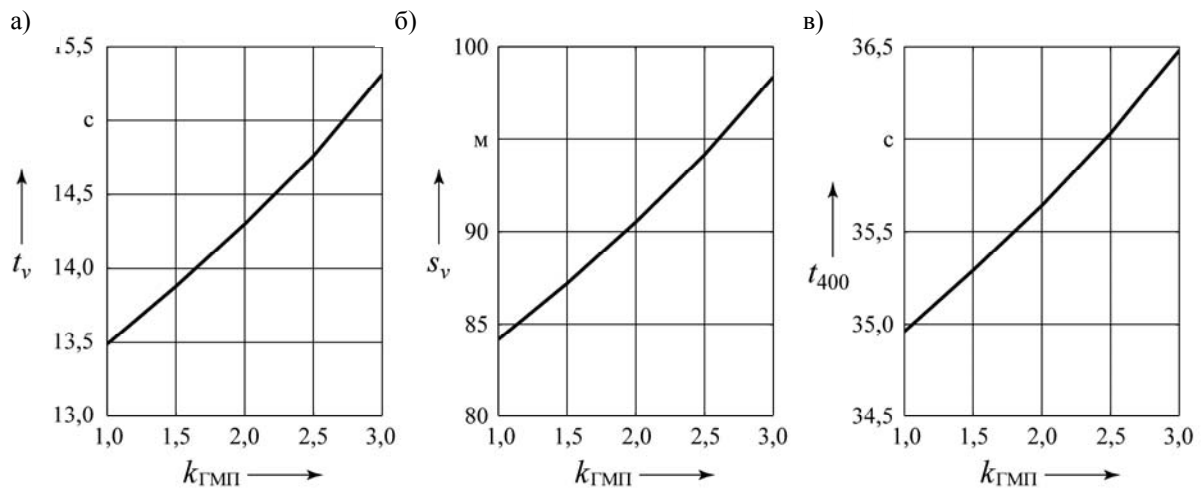


Рис. 4. Графики зависимостей параметров t_v , s_v , t_M от коэффициента $k_{ГМП}$ для снаряженного автомобиля

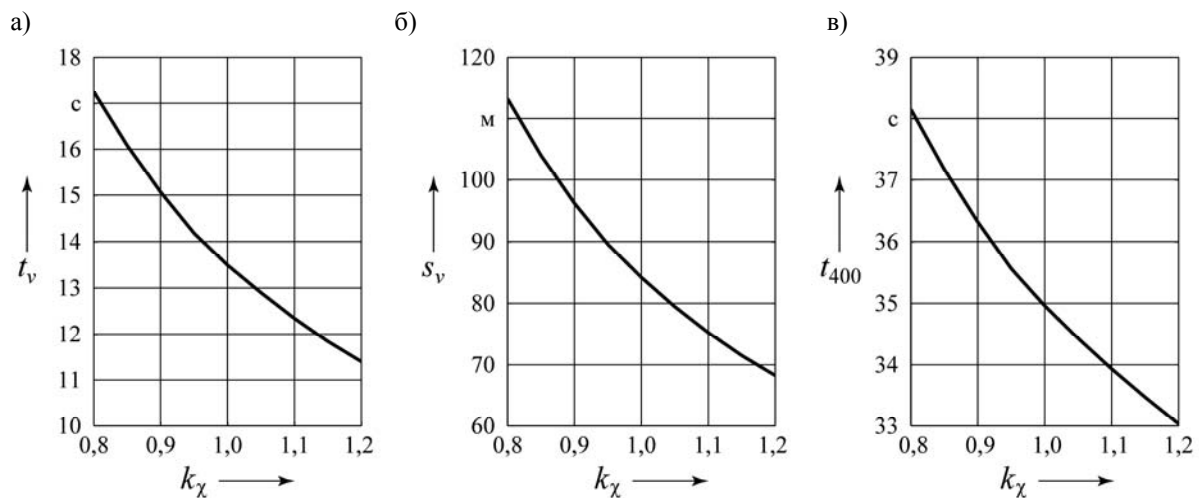


Рис. 5. Графики зависимостей параметров t_v , s_v , t_M от коэффициента k_χ для снаряженного автомобиля

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Тарасик, В. П.** Теория движения автомобиля: учебник для вузов / В. П. Тарасик. – СПб. : БХВ-Петербург, 2006. – 478 с.
2. Диагностирование гидромеханических передач мобильных машин: монография / Н. Н. Горбатенко, А. Н. Егоров, В. В. Региня ; под общ. ред. д-ра техн. наук, проф. В. П. Тарасика. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2010. – 511 с.
3. **Тарасик, В. П.** Мехатронная система автоматического управления гидромеханической передачей карьерных самосвалов БелАЗ / В. П. Тарасик, Н. Н. Горбатенко, Р. В. Плякин // Грузовик. – 2011. – № 2. – С. 2–11.

4. **Тарасик, В. П.** Адаптация параметров алгоритма автоматического управления ГМП к параметрам автомобиля / В. П. Тарасик, И. М. Дычкин, А. Н. Егоров // Автомобильная промышленность. – 2006. – № 11. – С. 16–18.

5. **Гюнтер, Г.** Диагностика дизельных двигателей / Г. Гюнтер. – М. : За рулем, 2004. – 176 с.

Статья сдана в редакцию 14 марта 2013 года

Владимир Петрович Тарасик, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-222-25-36-45. E-mail: avto@bru.mogilev.by.

Владимир Владиславович Региня, аспирант, Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-1775-359-88. E-mail: vvreh_a@tut.by

Юрий Сергеевич Романович, ст. преподаватель, Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-222-23-09-79.

Vladimir Petrovich Tarasik, DSc (Engineering), Prof., Belarusian-Russian University. Tel.: +375-222-25-36-45. E-mail: avto@bru.mogilev.by.

Vladimir Vladislavovich Reginia, PhD student, Belarusian-Russian University. Tel.: +375-1775-359-88. E-mail: vvreh_a@tut.by

Yury Sergeyevich Romanovich, senior lecturer, Belarusian-Russian University. Tel.: +375-222-23-09-79.

УДК 629.114.2

М. Г. Шамбалова

МЕТОДИКА ВЫЯВЛЕНИЯ ЕДИНИЧНЫХ ДЕФЕКТОВ ЗУБЬЕВ И ОЦЕНКА ИХ ВЛИЯНИЯ НА ДИНАМИЧЕСКУЮ НАГРУЖЕННОСТЬ ПРИВОДА

UDC 629.114.2

M. G. Shambalova

METHODS FOR DETECTING SINGLE GEAR TEETH DEFECTS AND ESTIMATION OF THEIR INFLUENCE ON DYNAMIC LOADING OF THE DRIVE

Аннотация

Приведена методика определения фактической величины единичного дефекта зуба с учетом коэффициента перекрытия в зубчатом зацеплении. Предложен способ выявления единичных дефектов зубьев привода посредством контроля относительных угловых перемещений ведущего и ведомого зубчатых колес. Представлены результаты теоретических исследований влияния величины и местоположения дефектов в кинематической цепи привода на его динамическую нагруженность.

Ключевые слова:

зубчатые колеса, единичный дефект, динамическая модель, угловое ускорение.

Abstract

The methods are suggested for determining the real size of a single gear tooth defect with the contact ratio in gearing being taken into account. The technique for detecting single gear teeth defects of the drive is presented which is based on measuring relative angular movements of the drive gear and the driven gear. The results of the theoretical research are given which show the influence of defects size and their location in the kinematic chain of the drive on its dynamic loading.

Key words:

tooth gears, single defect, dynamic model, angular acceleration.

Состояние зубчатых передач оценивается величиной износа рабочих поверхностей и наличием единичных дефектов зубьев. Единичные дефекты зубьев – это обломы, сколы, выкрашивания рабочих поверхностей зубчатых колес (рис. 1). Появление таких дефектов – признак скорого разрушения передачи, поскольку они вызывают дополнительные динамические нагрузки, превосходящие рабочие в 2...3 раза. [1]. При этом перегрузки могут не вызывать непосредственно поломок деталей, но они существенно сказываются на их усталостной прочности и долговечности.

В зубчатой паре удар происходит при нарушении шага зацепления. В

зависимости от разницы предельного отклонения шага зацепления зубьев ведомого и ведущего колес различают «кромочный» и «серединный» удары профилей зубьев. Их сила при больших величинах ошибок бывает значительной, и нагрузочная способность передачи вследствие этого используется не полностью, в ряде случаев даже меньше, чем наполовину [2].

Ударный импульс, вызванный изменением кинетической энергии в зубчатом зацеплении при прохождении единичного дефекта, характеризует динамическую нагруженность зубьев, а не самого привода. В этих исследованиях упругим элементом представ-

ляется сам зуб, хотя жесткость привода может быть гораздо меньше. Результаты таких исследований применимы для редукторов, приводов станков и др., где в

приводе отсутствуют упругие элементы, а шестерни массивные и установлены на коротких и жестких валах.

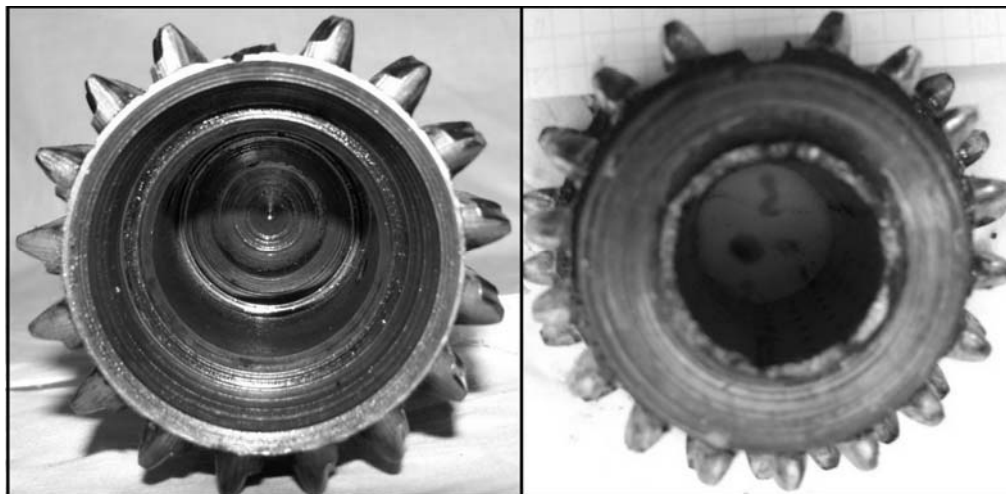


Рис. 1. Единичные дефекты зубчатых колес

В отличие от редукторов, в приводе автомобиля – трансмиссии – жесткость зуба зубчатого колеса, воспринимающего удар при прохождении единичного дефекта, существенно выше жесткости валов, на которых расположены зубчатые колеса. Это меняет картину нагружения зубьев. Применение классической теории удара не позволяет решить задачу оценки влияния величины и месторасположения дефекта на изменение динамической нагруженности такого сложного привода, как трансмиссия автомобиля.

Величина кинематической неравномерности вращения выходного вала воздействует на динамику работы привода. Во время прохождения зубчатым колесом дефекта происходит резкое увеличение скорости вращения ведущего колеса, т. к. к нему подводится вращающий момент от двигателя, а момент сопротивления становится равным нулю. С другой стороны, в этот период наблюдается замедление ведомого колеса, т. к. к нему момент сопротивления подво-

дится, а ведущий момент равен нулю. При восстановлении кинематической связи после прохождения дефекта происходит удар. Величина его энергии зависит от разницы скоростей ведомого и ведущего колес при их соприкосновении, величины передаваемого момента, накопленной кинетической энергии, т. е. от моментов инерции вращающихся масс, связанных с ведущей и ведомой частями привода.

Обнаружение факта наличия дефекта зуба не является поводом для прекращения эксплуатации. Опасность дефекта определяется величиной и местом его расположения в кинематической цепи трансмиссии. От этих параметров зависит дополнительная нагруженность трансмиссии при передаче вращающего момента. Величину единичных дефектов можно оценить кинематической неравномерностью вращения выходного вала, а место расположения в кинематической цепи трансмиссии – по периоду повторного появления признака дефекта [3].

Однако возникает вопрос, что понимать под дефектом зубчатой передачи. По условию непрерывности и плавности хода передачи коэффициент торцового перекрытия должен быть больше единицы. При вращении колес линия контакта зубьев перемещается по длине активной линии зацепления g_a (рис. 2, а). Пусть линия контакта 1 первой пары зубьев находится в начале поля зацепления, тогда при $p_b < g_a$ в поле зацепления находится еще и линия контакта 2 второй пары зубьев.

В процессе вращения колес линии 1 и 2 перемещаются в направлении, указанном стрелкой. Когда вторая пара придет на границу поля 2', первая – займет положение 1'. При дальнейшем движении на участке 1'...2 зацепляется только одна пара зубьев. Однопарное зацепление продолжается до тех пор, пока пара 1 не займет положение 2. В этот момент в зацепление вступит следующая пара зубьев и снова начнется двухпарное зацепление [4].

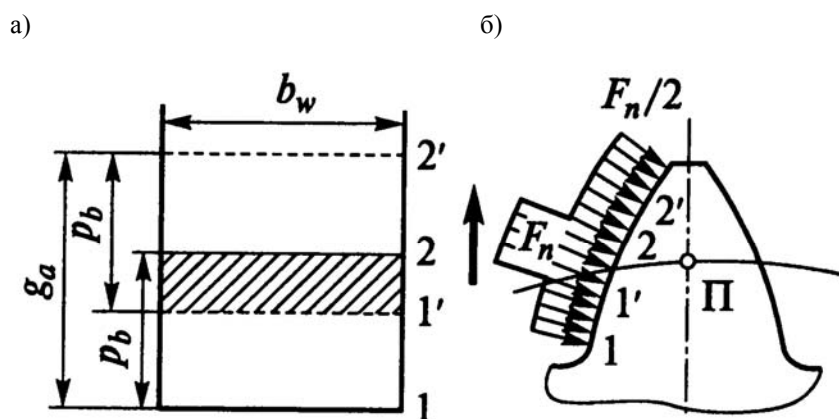


Рис. 2. Изменение нагрузки зуба по линии зацепления: а – поле зацепления зуба; б – распределение нагрузки по высоте зуба

Если за максимальный дефект принять облом зуба, то дефект в полной мере проявиться не может. Он проявится только в зоне однопарного зацепления, которая располагается посередине зуба или в районе полюса зацепления. В зоне однопарного зацепления зуб передает полную нагрузку F_n , а в зонах двухпарного – примерно половину (рис. 2, б). Величину этой зоны, а значит, и максимального дефекта, можно определить из анимационной модели, приняв соответствующую конфигурацию дефекта (рис. 3), или рассчитать графоаналитически.

В момент прохождения дефекта кинематическая связь между ведомым и ведущим колесами нарушается. Рассматривая движение колес без учета динамики, видно, что при прохождении

дефекта ведомое колесо вначале останавливается, т. к. контакт с вращающимся ведущим колесом прекращается, а затем восстановление кинематической связи сопровождается ускоренным движением ведомого колеса, инициированной последующей парой зубьев. Угол поворота ведущего колеса при отсутствии его контакта с ведомым и есть фактическая величина дефекта $\Delta\varphi$. Причем величина дефекта в одной паре зубчатых колес не зависит от места его нахождения – на ведомом или ведущем колесе, отличие наблюдается только в периоде T повторного появления. На шестерне дефект возникает чаще, а на колесе – в u раз реже, где $u = z_2 / z_1$ – передаточное число.

На реальной зубчатой передаче величину дефекта можно определить,

контролируя относительные угловые перемещения ведущего и ведомого колес импульсным способом. Для этого с ведущим колесом 1 связывают высоко-

частотный датчик угла поворота 4, а с ведомым колесом 2 – датчик зубцовой частоты 3 (рис. 4).

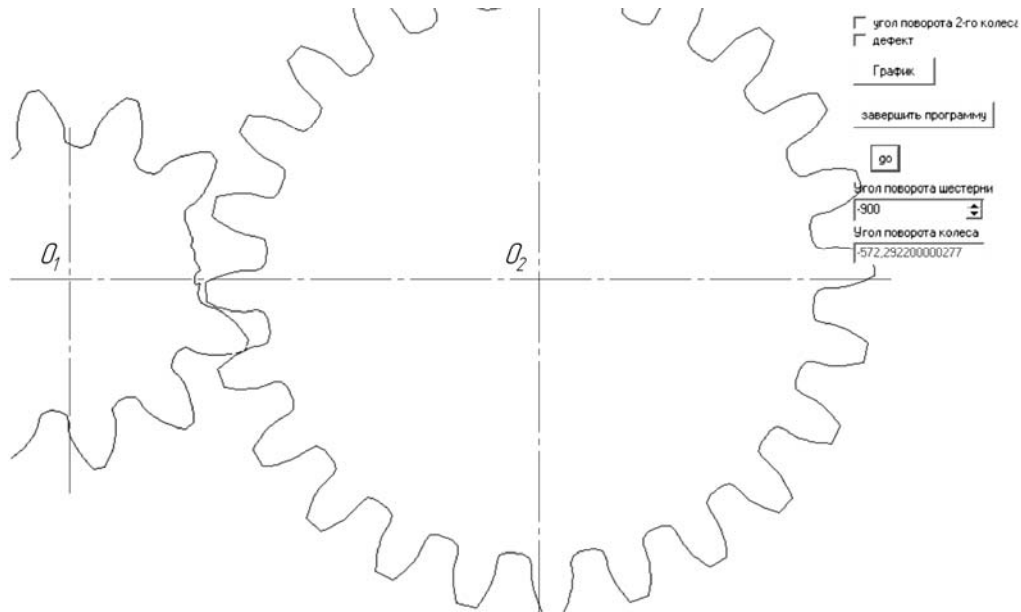


Рис. 3. Прохождение дефекта в виде облома зуба

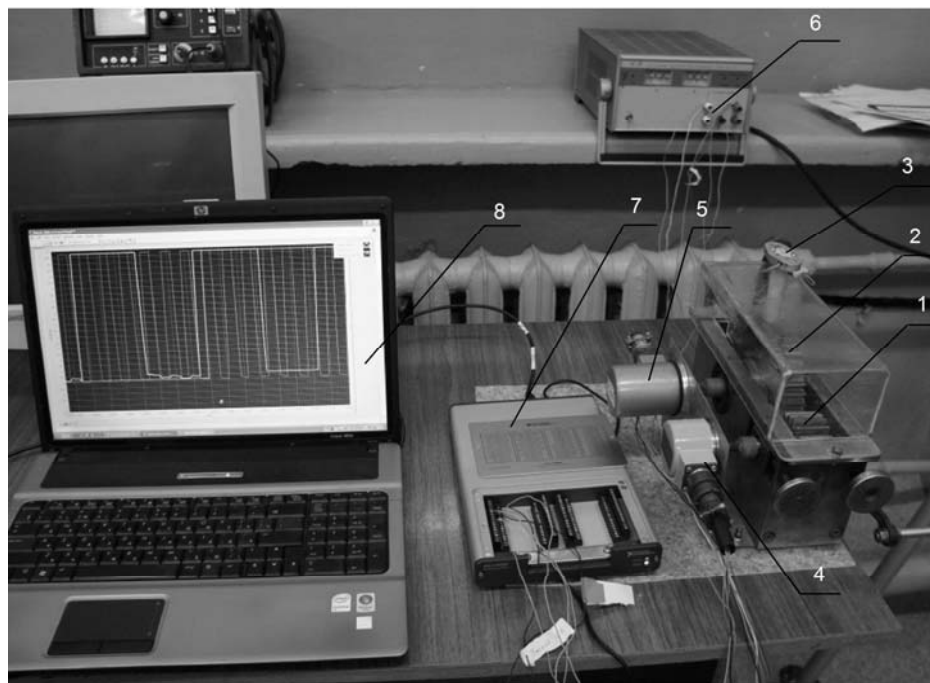


Рис. 4. Экспериментальная установка для идентификации дефекта зуба: 1 – ведущее зубчатое колесо; 2 – ведомое зубчатое колесо; 3 – датчик зубцовой частоты; 4 – датчик высокочастотного опорного сигнала; 5 – датчик выходного сигнала; 6 – блок питания; 7 – плата сбора данных; 8 – ЭВМ

Подсчитывая количество импульсов от датчика 4 за период прохождения каждого зуба под датчиком 3, можно увидеть, что при отсутствии дефекта в каждом последующем импульсе выходного сигнала будет практически одинаковое число импульсов (± 1 на округление из-за дискретности сигнала) входного сигнала.

При прохождении дефекта всегда найдутся два соседних импульса, в одном из которых количество опорных

импульсов будет больше среднего значения, когда ведомое колесо останавливается, а у другого – на такую же величину меньше, когда кинематическая связь восстанавливается (рис. 5). По величине этой разницы можно определить фактическую величину дефекта либо в углах поворота ведущего колеса $\Delta\varphi_1$, либо в долях от толщины зуба по постоянной хорде s_c ; принадлежность дефекта одному из колес – по периоду его повторного появления.

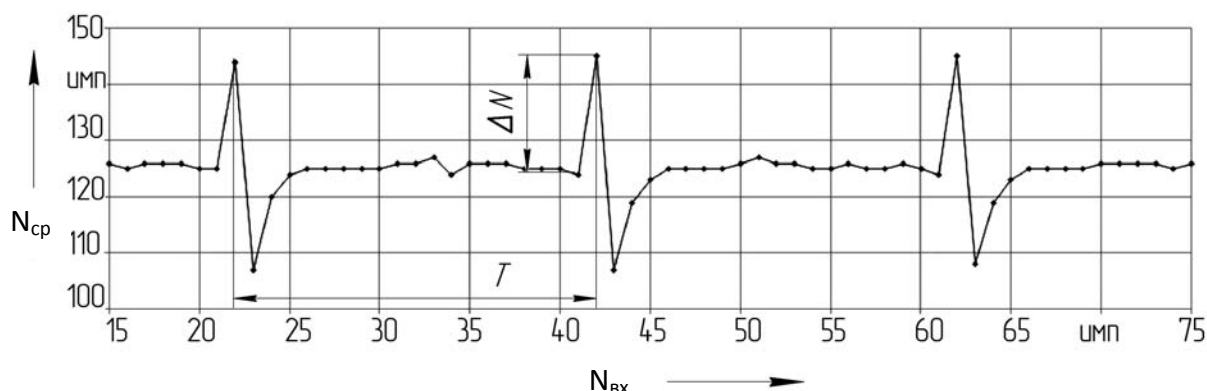


Рис. 5. Результаты идентификации дефекта зуба

Анализируя результаты эксперимента с одной парой зубчатых колес с $z_1 = 20$ и $z_2 = 50$, можно отметить, что при отсутствии дефекта в каждом импульсе выходного сигнала накапливается $N_{ср} = 125 \pm 1$ импульсов высокочастотного сигнала, связанного с ведущим колесом. При прохождении дефекта в одном выходном импульсе накапливается большее число опорных импульсов $N_{\max} = 145$, а в последующем, наоборот, – меньшее $N_{\min} = 105$. Подсчитав разницу относительно среднего $\Delta N = 20$ и соотнеся ее с количеством опорных импульсов за один оборот ($N = 2500$), получим величину дефекта в градусах $\Delta\varphi_1 = 2,9^\circ$ или в долях толщины зуба по постоянной хорде $0,32s_c$. Принадлежность дефекта – зубчатое колесо 1, поскольку период его повторного появления составляет 20 импульсов выходного сигнала, т. е. он появляется после прохож-

дения 20 зубьев, а это ровно столько, сколько их на зубчатом колесе 1.

Имея возможность определения величины и местоположения дефектов, можно оценить их влияние на динамическую нагруженность привода. Изменение скоростей вращения ведущего и ведомого колес при прохождении дефекта сопровождается изменением ускорений, а следовательно, и динамической нагруженности передачи. Для оценки нагруженности привода при наличии единичных дефектов зубчатых колес необходимо создание динамической модели всего привода, позволяющей определить влияние величины и места расположения дефекта на изменения передаваемого момента при различных режимах работы и оценить опасность его для дальнейшей эксплуатации привода.

Изучение влияния величин дефектов и места их расположения на

динамическую нагруженность привода осуществлялось на динамической модели типового привода. Типовой привод, например, трансмиссия автомобиля, – динамическая система с сосредоточенными параметрами. Основанием для дискретизации является то, что крутильные колебания в трансмиссии имеют выраженный дискретный спектр собственных частот в диапазоне до 300 Гц. В системах, приведенных к дискретному виду, массы сосредоточены и обладают только инерционностью. Участки системы, связывающие массы, имеют вид упругих элементов, которые характеризуются определенной жесткостью, а затухание колебаний – демпфированием или рассеянием энергии колебаний. При изучении кратковременных переходных процессов рассеивания энергии, вызываемые гистерезисными потерями в материале деталей, зубчатых, шлицевых соединениях, опорах валов, сказывающиеся на затухании колебаний, можно не учитывать [5, 6].

На рис. 5 представлена динамическая модель типового привода, в состав которой входят силовая установка, подводящая вращающий момент M_0 , фрикционный элемент разъединения привода $\Phi Э$, трансформаторные эле-

менты $TЭ1$ и $TЭ2$ с передаточными числами U_1 и U_2 , в которых задается определенная величина дефекта. С трансформаторными элементами, отображающими безынерционные преобразования параметров потока энергии, связаны ведущие и ведомые элементы привода, характеризующиеся определенной величиной моментов инерции J_i , способных накапливать кинетическую энергию: нулевая сосредоточенная масса с моментом инерции J_0 отображает инерционные свойства вращающихся масс приводного двигателя и кинематически связанных с ним деталей привода; первая сосредоточенная масса с моментом инерции J_1 учитывает моменты инерции вращающихся масс (валов и зубчатых колес), приведенных к первичному валу привода после фрикционного элемента (при включенном фрикционном элементе $\Phi Э$ J_0 объединяется с J_1); вторая сосредоточенная масса с моментом инерции J_2 учитывает моменты инерции элементов привода, связанных с выходным валом привода. Внешнее воздействие на систему представлено вращающим моментом M_c , отображающим воздействие со стороны полезного сопротивления привода [7].

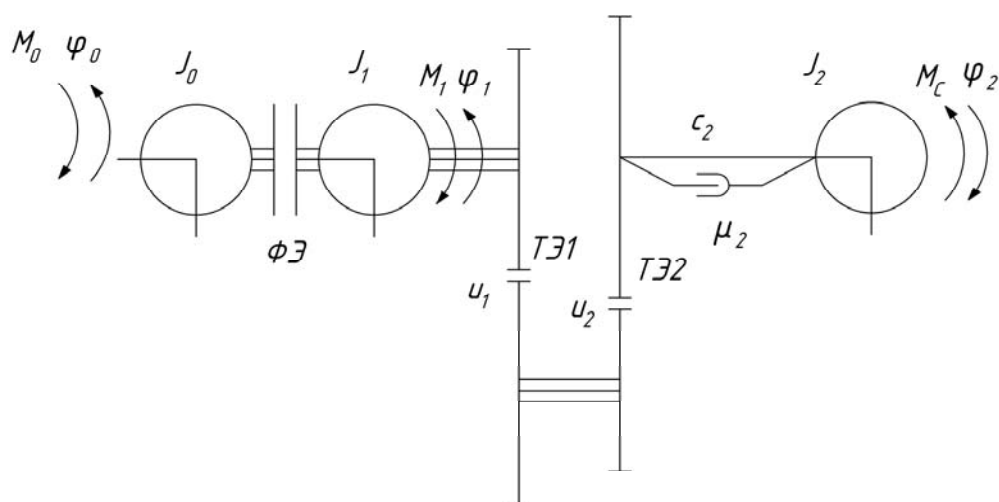


Рис. 5. Динамическая модель типового привода

Математическое представление динамической модели переменной структуры с сосредоточенными параметрами выражено системой обыкновенных

дифференциальных уравнений, составленных на основе уравнения Лагранжа второго рода:

$$\begin{cases} \ddot{\varphi}_0 = \frac{\left(M_\partial - (1 - L_0) \cdot M_\phi - L_1 \cdot \left(c_2 / (u_1 \cdot u_2) \cdot (\varphi_0 / (u_1 \cdot u_2) - \varphi_2) + \mu_2 / u_1 \cdot \left(\dot{\varphi}_0 / (u_1 \cdot u_2) - \dot{\varphi}_2 \right) \right) \right)}{j_0 - L_0 \cdot j_1}; \\ \ddot{\varphi}_1 = \ddot{\varphi}_0 \cdot L_0 + \frac{(1 - L_0) \cdot \left(M_\phi - L_1 \cdot \left(c_2 \cdot (\varphi_1 / (u_1 \cdot u_2) - \varphi_2) + \mu_2 \cdot \left(\dot{\varphi}_1 / (u_1 \cdot u_2) - \dot{\varphi}_2 \right) \right) \right)}{j_1}; \\ \ddot{\varphi}_2 = \frac{\left(L_1 \cdot \left(c_2 \cdot (\varphi_1 / (u_1 \cdot u_2) - \varphi_2) + \mu_2 \cdot \left(\dot{\varphi}_1 / (u_1 \cdot u_2) - \dot{\varphi}_2 \right) \right) - M_c \right)}{j_2}, \end{cases}$$

где $\ddot{\varphi}_0$ – ускорение инерционной массы приводного двигателя, рад/с²; $\ddot{\varphi}_1$ – ускорение ведущего зубчатого колеса привода, рад/с²; $\ddot{\varphi}_2$ – ускорение ведомой части привода, рад/с²; $\dot{\varphi}_0$, $\dot{\varphi}_1$, $\dot{\varphi}_2$ – угловые скорости инерционной массы приводного двигателя, ведущей и ведомой частей привода, рад/с; φ_0 , φ_1 , φ_2 – углы поворота инерционной массы приводного двигателя, ведущего и ведомого валов привода, рад; M_∂ – вращающий момент приводного двигателя, Н·м; M_c – момент сопротивления движению привода, Н·м; M_ϕ – момент, создаваемый фрикционом, Н·м; c_2 – коэффициент жесткости, приведенный к ведомому валу привода, Н·м/рад; μ_2 – коэффициент демпфирования ведомой части привода, Н·м·с/рад; L_0 – дискретная функция состояния, характеризующая состояние фрикционного элемента, $L_0 = 0$ – фрикцион буксует, $L_0 = 1$ – фрикцион замкнут; L_1 – дискретная функция состояния, характеризующая наличие кинематической связи между ведущим и ведомым зубчатыми колесами. При наличии кинематической связи между ведущим и

ведомым валами $L_1 = 1$, а при нарушении кинематической связи в момент прохождения дефекта $L_1 = 0$.

Приняв параметры привода автомобиля ГАЗ-3307, определяем максимальную величину дефекта в долях от толщины зуба по постоянной хорде, приведенной к углу поворота ведущего вала привода, что составляет 0,3 s_c .

Оценка влияния максимальной величины дефекта на динамическую нагруженность привода проводилась на представленной выше математической модели. Дефект располагали в зубчатой паре с передаточным числом $u_1 = 2,53$, затем – в зубчатой паре с передаточным числом $u = u_1 \cdot u_2 = 6,55$ (см. рис. 4). Передаваемый момент при этом изменялся в зависимости от имитируемых дорожных условий. Изменения момента в приводе при ударе, сопровождаемом прохождением дефекта зуба, зависят от разности ускорений инерционных элементов, возникшей от разгона ведущей части зубчатого колеса при мгновенном снятии нагрузки и от замедления ведомой, при пропадании ведущего момента и действия только момента сопротивления. Характер изменения ускорения приводной шестерни с максимальным дефектом зуба при угловой скорости

20 рад/с на первой ступени коробки передач при нагружении моментом сопротивления $M_c = 57$ Н·м, характерном для

движения полностью груженого автомобиля по грунтовой дороге, представлен на рис. 6.

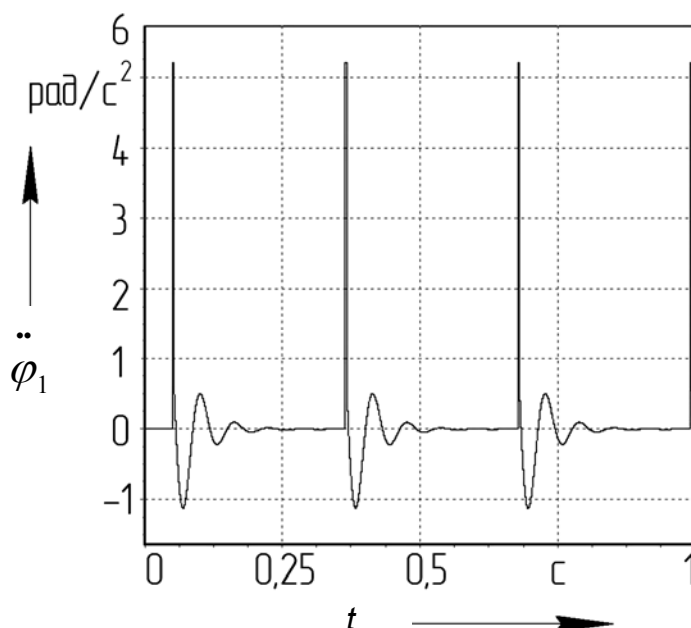


Рис. 6. Ускорение приводной шестерни при наличии дефекта 0,3 с_с

В момент разрыва кинематической связи с ведомым звеном ведущее звено ускоряется, что соответствует пикам графика на рис. 5. Затем происходит удар и восстановление кинематической связи с резким замедлением ведущего звена. Поскольку в приводе имеется упругий элемент, то в динамической системе происходят колебания, которые, благодаря демпфированию, затухают.

При увеличении угловой скорости входного вала ускорения, а следовательно, и максимальные моменты, казалось бы должны возрастать, однако с возрастанием угловой скорости динамическая нагруженность привода уменьшается (рис. 7).

Так, при угловой скорости входного вала 20 рад/с динамическая нагруженность привода, по сравнению с величиной передаваемого момента, возросла в 1,45 раза, а при 180 рад/с – только в 1,05 раза.

Эта зависимость нелинейная и

объясняется тем, что вращающиеся массы привода с увеличением угловой скорости накапливают большую кинетическую энергию, пропорциональную квадрату угловой скорости, и в меньшей степени реагируют на возмущения при прохождении дефекта, продолжая свое движение за счет сил инерции.

Величина динамической нагруженности привода зависит не только от величины дефекта, но и места его расположения в кинематической цепи. На рис. 8 показано изменение момента в упругом элементе привода в зависимости от величины дефекта зуба колеса, расположенного на входном валу зубчатой пары ТЭ1, передаточное число которой $u_1 = 2,53$, и зубчатом колесе пары ТЭ2, когда общее передаточное число $u = u_1 \cdot u_2 = 6,55$ при работе в одинаковых условиях нагружения моментом сопротивления $M_c = 57$ Н·м с угловой скоростью входного вала 100 рад/с.

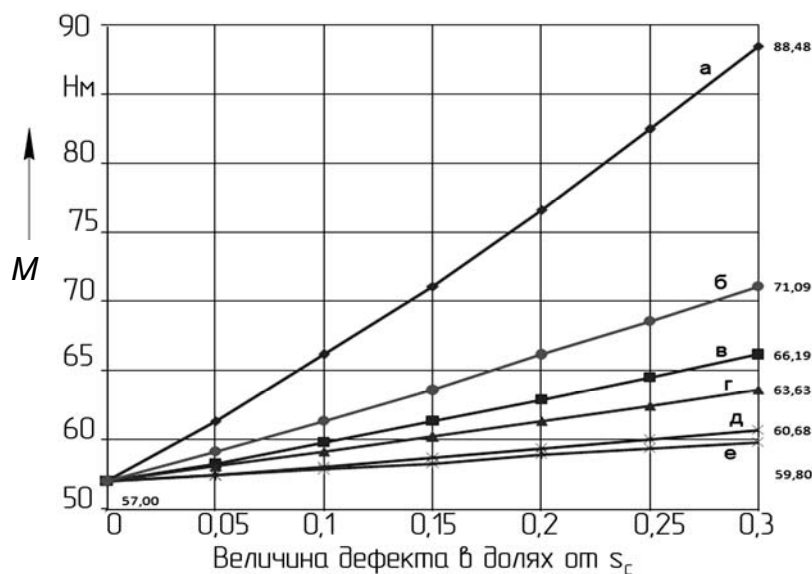


Рис. 7. Изменение нагруженности привода в зависимости от скорости работы при наличии дефекта зуба в зацеплении при $u = 6,4$

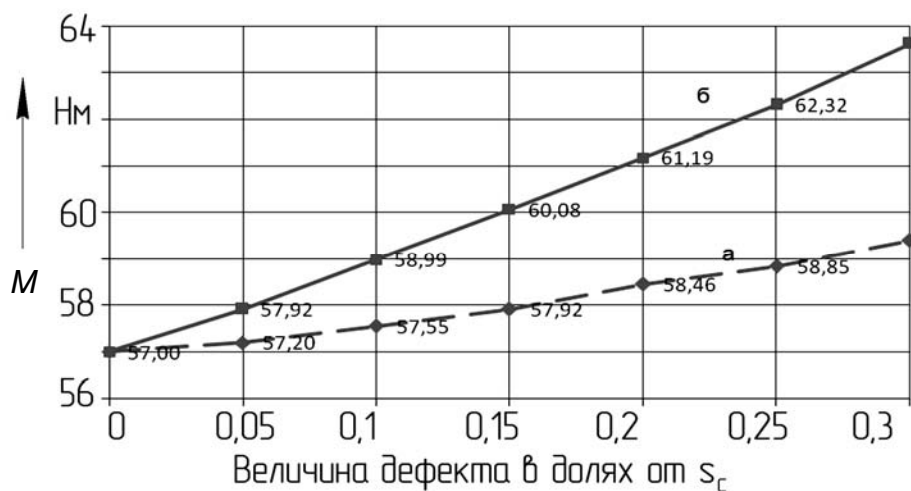


Рис. 8. Изменение нагруженности привода в зависимости от величины и места расположения дефекта

При анализе графика можно сделать вывод, что наличие единичного дефекта максимальной величины на зубчатом колесе пары, наиболее удаленной от первичного вала, увеличивает нагруженность привода в 1,1 раза по сравнению с установившимся режимом движения, тогда как дефект колеса ближней пары – в 1,03 раза. Это соотношение справедливо для различной

величины передаваемого момента.

Дефект в кинематической цепи привода будет по-разному влиять на динамическую нагруженность в зависимости от типа привода. Если это станочный привод с короткими жесткими валами и высокомоментными массивными зубчатыми колесами, то динамическая нагруженность его при одной и той же величине дефекта будет отли-

чатся от динамической нагруженности привода автомобиля, содержащего в своем составе упругие элементы (торсионные валы или упругие муфты).

Для оценки влияния жесткости привода на изменения динамической нагруженности при наличии дефекта в зубчатом зацеплении рассматривалось изменение момента в приводе при дефекте максимальной величины в зацеплении пары $TЭ1$ и $TЭ2$ и передаче максимального момента при угловой скорости привода на входе 100 рад/с. Минимальная величина жесткости привода

соответствовала приведенной жесткости торсионных валов полуосей автомобильного привода, а максимальная – жесткости самих зубьев колеса, характерной для станочных приводов.

Анализируя графическую зависимость на рис. 9, можно сделать вывод, что чем выше жесткость привода, тем большее возмущение возникает при прохождении дефекта. Так, при изменении жесткости привода в 10 раз момент в нем при прохождении дефекта возрастал в 1,2 раза.

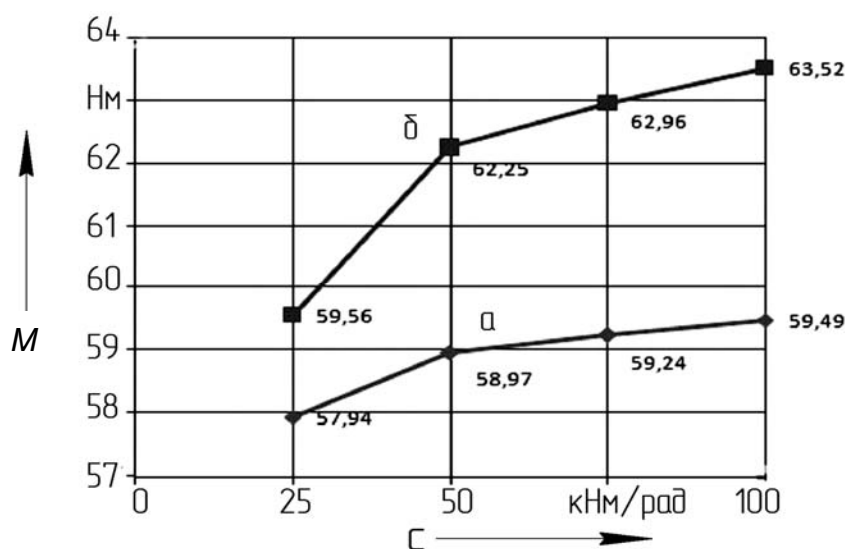


Рис. 9. Изменения момента при прохождении дефекта зуба в приводе с различной жесткостью: а – при $u_1 = 2,53$; б – при $u = 6,55$

Проведенные теоретические исследования показывают, что изменение жесткости привода также меняет картину нагружения. Введение в привод упругих элементов будет снижать динамическую нагруженность при появлении единичных дефектов зубьев. Однако при этом необходимо определение собственных частот привода, чтобы вынужденные колебания в рабочем диапазоне изменения частот не приводили к резонансным режимам.

Таким образом, рассматривая динамическую нагруженность отдельно

взятого зубчатого зацепления вне привода, результаты расчета нагруженности зубьев будут менее точны, чем при рассмотрении данного зацепления в составе привода [8]. При этом важно отметить, что даже такой опасный для дальнейшей эксплуатации дефект, как облом зуба, не вызывает резких внешних проявлений, способствующих идентификации дефекта. Данное обстоятельство необходимо учитывать при разработке систем диагностики зубчатых передач различных приводов машин.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Антипенко, Г. Л.** Диагностирование механических трансмиссий машин импульсным способом на стационарном стенде / Г. Л. Антипенко, В. А. Судакова, М. Г. Шамбалова // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2010. – № 2. – С. 9–16.
2. **Генкин, М. Д.** Повышение надежности тяжело нагруженных зубчатых передач / М. Д. Генкин, М. А. Рыжов, Н. М. Рыжов. – М. : Машиностроение, 1981. – 232 с. : ил.
3. **Шамбалова, М. Г.** Исследование кинематики зубчатого зацепления при наличии единичных дефектов зубьев / М. Г. Шамбалова // Интерстроймех-2011 : материалы Междунар. науч.-техн. конф. – Могилев, 2011. – С. 245–246.
4. **Иванов, М. Н.** Детали машин: учебник для машиностроительных специальностей вузов / М. Н. Иванов, В. А. Финонгенов. – 12-е изд. испр. – М. : Высш. шк., 2008. – 408 с. : ил.
5. **Автомобили. Конструкция, конструирование и расчет. Трансмиссия :** учеб. пособие / Под ред. А. И. Гришкевича. – Минск : Высш. шк., 1985. – 240 с.
6. **Проектирование трансмиссий автомобилей :** справочник / Под ред. А. И. Гришкевича. – М. : Машиностроение, 1984. – 272 с.
7. **Тарасик, В. П.** Математическое моделирование технических систем : учебник для вузов / В. П. Тарасик. – Минск : Дизайн ПРО, 1997. – 640 с. : ил.
8. **Биргер, И. А.** Расчет на прочность деталей машин : справочник / И. А. Биргер, Б. Ф. Шорр, Г. Б. Иосилевич. – 4-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1979. – 702 с. : ил.

Статья сдана в редакцию 12 февраля 2013 года

Марина Григорьевна Шамбалова, аспирант, Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-447-16-06-69.
E-mail: shambalova87@tut.by.

Marina Grigoryevna Shambalova, PhD student, Belarusian-Russian University. Tel.: +375-447-16-06-69.
E-mail: shambalova87@tut.by.

ПРИБОРОСТРОЕНИЕ

УДК 621.3.049.77-048.24:537.2

О. А. Брылева, Г. А. Пискун, В. Ф. Алексеев

ОСНОВНЫЕ МЕХАНИЗМЫ ПОВРЕЖДЕНИЯ МИКРОКОНТРОЛЛЕРОВ ВСЛЕДСТВИЕ ВЛИЯНИЯ ЭЛЕКТРОСТАТИЧЕСКИХ РАЗРЯДОВ

UDC 621.3.049.77-048.24:537.2

O. A. Bryleva, G. A. Piskun, V. F. Alekseyev

BASIC MECHANISMS OF MICROCONTROLLERS DAMAGE DUE TO THE INFLUENCE OF ELECTROSTATIC DISCHARGES

Аннотация

Представлена классификация основных механизмов повреждения современных типов микроконтроллеров вследствие воздействия разрядов статического электричества. Впервые проведена систематизация электростатических разрядов по типу воздействия и механизму влияния на оборудование. Приведена градация разрядов по степени повреждения и области выявления разрушения.

Ключевые слова:

микроконтроллер, электростатический разряд, отказ параметрический и катастрофический, пробой, систематизация.

Abstract

The paper presents the classification of main mechanisms of modern microcontrollers damage from discharges of static electricity. The systematization of electrostatic discharges with regard to the type of impact and the mechanism of influence on equipment was performed for the first time. The gradation of discharges according to the degree of damage and the revealed destruction area is presented.

Key words:

microcontroller, electrostatic discharge, failure parametric and catastrophic, breakdown, systematization.

В настоящее время выявление причины неработоспособности микроконтроллеров (МК) связано с необходимостью поиска и устранения дефектов, возникших в процессе производства или эксплуатации. Большая часть времени, которую затрачивает персонал на определение дефекта, расходуется непосредственно на поиск дефекта. Следовательно, одна из важнейших задач – систематизация видов и механизмов отказов, свойственных для МК при воздействии на них электростатических

разрядов (ЭСР). Данная классификация позволит оптимизировать процесс выявления скрытых дефектов и с высокой вероятностью обнаружить потенциально ненадежные сегменты в структуре МК, а также, исходя из полученных результатов, выбрать методы и программы поиска дефекта, при которых обеспечатся минимальные затраты на техническое диагностирование и последующий ремонт либо поиск каких-то новых решений. Электрические заряды, накапливаясь в определенной электри-

ческой емкости, создают электрический потенциал, который в ряде случаев можно регулировать с помощью специализированных технических средств или специальных мероприятий. Однако в большинстве случаев имеет место возникновение ЭСР, который, в свою очередь, приводит к образованию электромагнитных помех (ЭМП) (в случае распространения разряда в газовой среде) или неравномерному распределению градиентов температур (в случае контактного разряда) [1].

На сегодняшний день в научно-технических источниках, посвященных исследованию ЭСР, не встречается целостного анализа путей воздействия разрядов на МК. Однако давно известно, что средние ежедневные потери электронной промышленности США от ЭСЗ в конце 70-х гг. составляли от 10 до 18 %; затраты, обусловленные потерями от воздействия ЭСЗ на ИЭТ, ремонтом и дополнительным обслуживанием оборудования, – около 10 млрд долл. в год.

Таким образом, предложим систематизацию ЭМП, образованных при разряде, и механизмов их воздействия на микросхемы.

1 Электростатические разряды можно характеризовать двумя базовыми показателями: *типом разряда и механизмом влияния*.

1.1 В соответствии с [2] разряды подразделяются на следующие типы:

- *контактный разряд*, который применяется в испытаниях МК на устойчивость к влиянию ЭСР, когда наконечник испытательного генератора во время разряда удерживается в контакте с микросхемой и разряд производится при помощи разрядного ключа внутри испытательного генератора;

- *воздушный разряд*, специфика которого заключается в том, что при его реализации наконечник испытательного генератора постепенно приближается к МК до возникновения ЭСР.

1.2 Механизмы влияния ЭСР классифицируются следующим образом:

- *прямой механизм*, т. е. разряды статического электричества воздействуют только на те точки и поверхности МК, которые являются доступными для персонала в течение нормальной эксплуатации;

- *косвенный механизм*, особенностью воздействия которого на МК, расположенные или установленные около испытательного элемента, имитируют подачу разрядов от испытательного генератора ЭСР на пластины связи по методу контактного разряда.

2 В результате воздействия разрядов в структуре МК могут иметь место два типа повреждений, вызванных вышеприведенными источниками помех:

- *катастрофические* повреждения, которые обнаруживаются наиболее легко, потому что поврежденное изделие не выполняет своих функций.

Данный тип повреждений можно разделить на отказы под действием мощности или тока и отказы под действием напряжения, когда им пробивается насквозь диэлектрик или разрушается поверхность кристалла [3];

- *скрытые* повреждения затрагивают один и более параметров или вызывают некоторые изменения начальных характеристик, которые могут, тем не менее, не выходить за рамки допустимых отклонений. Обнаружить данные повреждения весьма трудно, т. к. они проявляются лишь в результате повторяющихся разрядов или в процессе эксплуатации [4, 5].

Дефекты в структуре МК, возникающие под воздействием ЭСР, характеризуются появлением небольших повреждений, которые, тем не менее, приводят к отказу изделия при эксплуатации в начальный период. Эти дефекты можно обнаружить, проведя испытания на принудительный отказ (например, электротермотренировку и т. д.) [6].

В свою очередь, дефекты можно подразделить на *три категории*:

- нанесенный ущерб настолько мал, что прибор полностью соответ-

вует паспортным характеристикам. Вероятность безотказной работы в течение всего срока служба достаточно велика;

- поврежденный элемент прибора соответствует техническим условиям либо слегка выходит за установленные пределы и вполне способен выполнять свои функции в системе. Однако имеется достаточная вероятность преждевременного отказа;

- прибор работоспособен, но не соответствует всем предъявленным к нему требованиям. Надежность его существенно ослаблена.

По физическому принципу скрытые дефекты, вызванные воздействием ЭСР, можно разделить на три большие группы [7, 8].

1 *Дефекты оксида*. Прежде всего, это проколы и захват заряда оксидом. Первые обычно приводят либо к короткам, либо к образованию диодов Шоттки. В некоторых случаях подобные дефекты могут в течение длительного времени оставаться незамеченными и проявляться лишь при значительном повышении температуры. Вторые приводят к сдвигу пороговых напряжений МОП-транзисторов и образованию паразитных каналов утечки.

2 *Дефекты металлизации*. Они проявляются в виде ухудшения свойств металла. В результате таких дефектов могут возрасти токи утечки либо появиться коротка. Во многих случаях возникающие проводящие перемычки могут не влиять на нормальную работу схемы, а иногда даже исчезают (плавятся) при перегрузках по напряжению. Несмотря на это, считается, что дефекты подобного рода приводят к сокращению срока службы микроконтроллеров, в частности, из-за того, что делают их наиболее восприимчивыми и чувствительными к импульсным перегрузкам в процессе эксплуатации.

3 *Дефекты, связанные с расплавлением объемных участков кремния*, не влияющие на выходные параметры микроконтроллеров. Примером может

служить пробой диффузионного резистора в месте соединения с алюминиевой дорожкой, т. е. импульс разряда может проплавить дорожку из алюминия через диффузионный резистор [9].

Анализ механизмов повреждений МК, вызванных воздействием электростатических разрядов

В результате воздействия разрядов статического электричества в структуре микроконтроллера, вследствие тепловых процессов, сопровождающих разряд, могут возникать различные повреждения. Анализ их механизмов необходим, поскольку важно знать причины образования электростатических зарядов в процессе изготовления и применения изделий, виды отказов под действием разрядов статического электричества для принятия соответствующих мер защиты от их воздействия. Как было отмечено выше, наличие и накопление электростатического заряда на любом изделии не ведёт, как правило, к его повреждению или изменению характеристик до тех пор, пока не произойдёт электростатический разряд через это изделие. Таким образом, актуальным является предупреждение возникновения самого пробоя. Если предотвратить повреждение не удалось, то имеет место наличие ряда поврежденных структур МК.

Общепринято существование шести наиболее распространенных и связанных с электростатическим разрядом механизмов отказов: тепловой вторичный пробой, расплавление металлизации, объемный пробой, пробой диэлектрика, поверхностный пробой и газовый дуговой разряд [10, 11]. Классификация наиболее часто встречающихся повреждений представлена на рис. 1.

Первые три механизма отказов МК (тепловой вторичный пробой, расплавление металлизации и пробой диэлектрика) определяются током (мощностью) разряда, остальные три – напряжением [12].

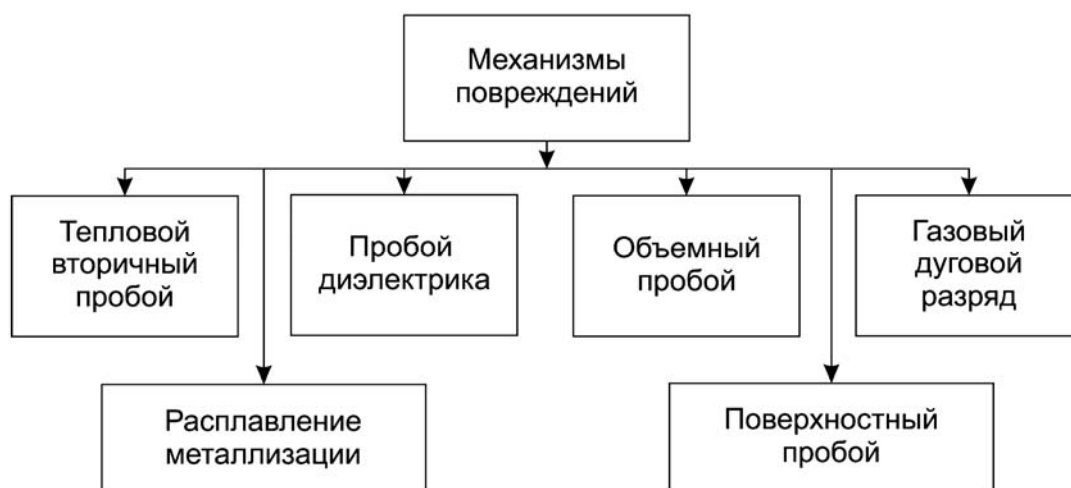


Рис. 1. Классификация механизмов повреждений микроконтроллеров при воздействии электростатических разрядов

Наиболее часто встречаемые механизмы повреждений микросхем с описанием характерных особенностей представлены ниже.

Тепловой вторичный пробой из-

вестен как выгорание (выжигание) перехода. При данном механизме отказа температура на переходе приближается к точке плавления кремния (рис. 2).

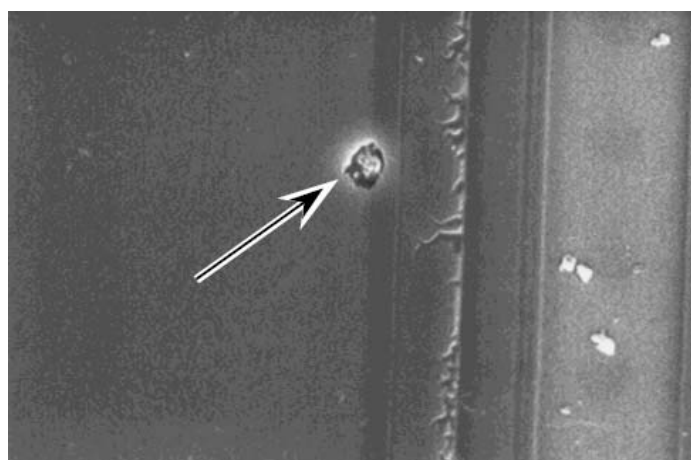


Рис. 2. Локальное расплавление участка кремния

Когда температура достигает уровня плавления, то в первую очередь происходит расплавление неоднородных «горячих» точек, что приводит к локальному расплавлению участка кремния. Если импульс ЭСР имеет достаточную продолжительность, эти горячие точки увеличиваются до возникновения короткого замыкания на переходе. Таким об-

разом, данный механизм повреждений МК связан с плавлением кремния в обедненной области р–п-перехода или локальном разогреве. Однако термический или тепловой вторичный пробой может не проявиться немедленным коротким замыканием на переходе, а возникнуть позднее как результат миграции электронов и ионов [13].

Расплавление металлизации происходит, когда разряд статического электричества обладает достаточной мощностью для расплавления металла соединительных дорожек, т. к. их тол-

щина, а зачастую и ширина настолько малы, что металл расплавляется как у плавких предохранителей под действием повышенного значения тока (рис. 3).

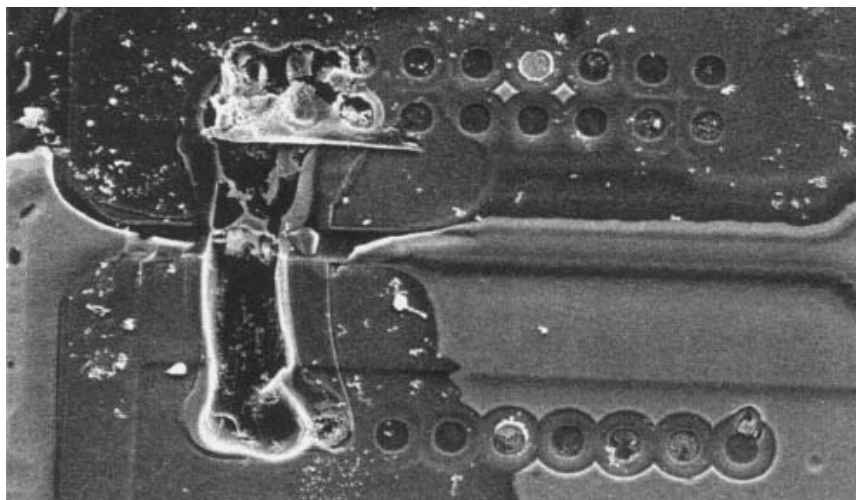


Рис. 3. Расплавление металлизированных дорожек в структуре кристалла

Данный процесс осуществляется при плотности тока, как правило, не меньше 10^7 А/см². При этом эффекте достаточно большую роль играет плотность тока, а не величина напряжения.

Объемный пробой возникает в ре-

зультате изменения параметров перехода вследствие воздействия высоких температур под влиянием тока разряда. Это приводит к быстрой диффузии примесей и замыканию переходов в объеме (рис. 4).

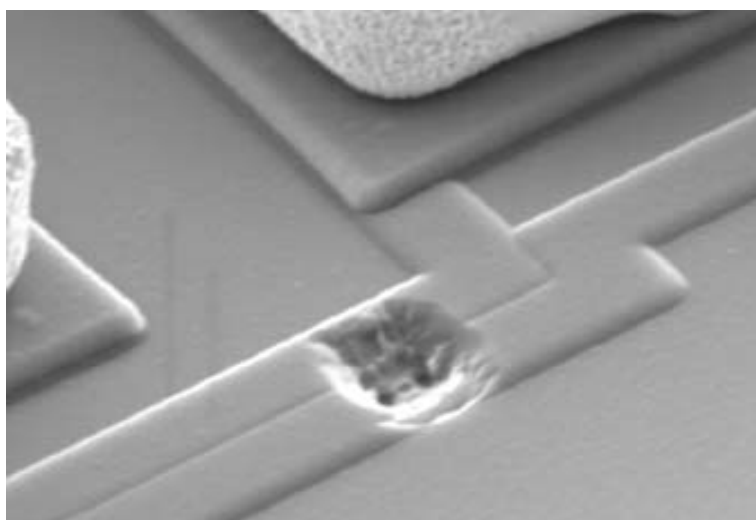


Рис. 4. Объемный пробой в структуре микроконтроллера

Пробой диэлектрика возникает, если значение напряженности электрического поля превышает значение напряженности поля, связывающего электроны с ядрами атомов. При этом освобожденные электроны формируют внут-

ренний ток, который способствует возникновению лавинного эффекта, разрушающего диэлектрик в структуре кристалла МК (рис. 5).

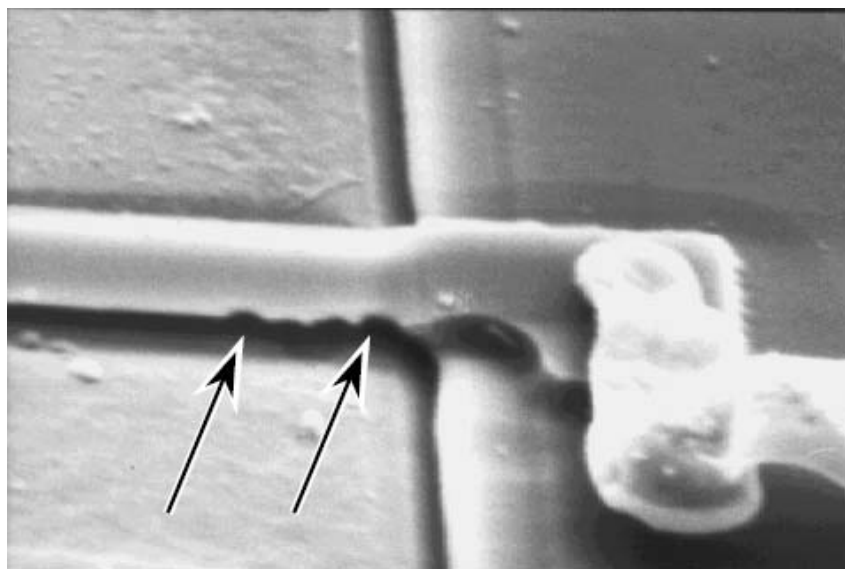


Рис. 5. Пробой диэлектрика в структуре кристалла микроконтроллера

Диэлектрический пробой чаще всего встречается у МОП-транзисторов и емкостей линейных биполярных ИС.

Поверхностный пробой представляет собой механизм отказа, связанный с напряжением разряда, и зависит от целого ряда параметров кристалла изделия, таких как уровни легирования, нарушения непрерывности (разрыва) и геометрии (структура, размеры). Явление закономерно приводит к утечке на переходе [14].

Газовый дуговой разряд зависит от напряжения механизма отказа и вызывает в конечном счете испарение металлических частей кристалла.

Наиболее часто встречаются три механизма отказов: расплавление металлизации на кристалле, разрушение защитного слоя, расплавление объемных участков кремния.

В большинстве случаев причиной отказов МК из-за воздействия ЭСР является совместное действие нескольких механизмов отказа [15, 16]. Разрушение перехода носит сложный характер. В этом случае ни напряжение, ни ток по отдельности не играют решающей роли. Их совместное действие влияет на переход, изменяя его состояние, что, в свою очередь, сопровождается воздействием на ток и напряжение. В результате возникает точечное повышение температуры и расплавление кремния. Этот процесс еще усложняется благодаря электромиграции в алюминиевых проводниках, что, соответственно, вынуждает задумываться о том, как учесть все составляющие такого сложного процесса.

Применяемые в настоящее время серийные защитные схемы для МК по ряду параметров (стойкости к ЭСР, ис-

пользуемой площади и т. д.) не отвечают требованиям изготовителей высокоточного оборудования [17, 18]. Поэтому ведётся интенсивная работа как по поиску новых схем защиты, имеющих повышенную стойкость к ЭСР без значительного увеличения площади кристалла, так и по модернизации уже существующих схем защиты.

Использование систематизированных данных по механизмам и видам воздействия разрядов статического электричества, а также градации разрядов по степени повреждения структуры МК позволит существенно сократить затрачиваемое время и средства на выявление и

идентификацию соответствующих повреждений, что, в свою очередь, благотворно отразится на качестве и стоимости выпускаемой продукции. В статье впервые представлены сведения по механизмам отказов МК вследствие влияния разрядов статического электричества с описанием конкретной области микросхемы. В связи с отсутствием в Республике Беларусь действующих стандартов в области испытания элементов микроэлектроники на устойчивость к ЭСР [12], представленная систематизация механизмов отказов может быть принята за основу при разработке республиканских отраслевых стандартов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Горлов, М. И.** Электростатические заряды в электронике / М. И. Горлов, А. В. Емельянов, В. И. Плебанович. – Минск : Белорус. наука, 2006. – 295 с.
2. **Кечиев, Л. Н.** Защита электронных средств от воздействия статического электричества / Л. Н. Кечиев, Е. Д. Пожидае. – М. : Технология, 2005. – 352 с.
3. **Хабигер, Э.** Электромагнитная совместимость. Основы ее обеспечения в технике / Э. Хабигер ; пер. И. П. Кужекина ; под ред. Б. К. Максимова. – М. : Энергоатомиздат, 1995. – 304 с.
4. **Уильямс, Т.** ЭМС для систем и установок / Т. Уильямс, К. Армстронг. – М. : Технология, 2004. – 508 с.
5. **Gieser, H. A.** ESD testing : HBM to very fast TLP / H. A. Gieser // Tutorial presented at the ISREF. – 2004. – С. 3–10.
6. **Johnson, C. C.** Two unusual HBM ESD failure mechanisms on a mature CMOS process / C. C. Johnson, T. J. Maloney, S. Qawami // EOS/ESD Symposium. – 1993. – P. 225–231.
7. Методика испытания микроконтроллеров на чувствительность к электростатическим разрядам / В. Ф. Алексеев [и др.] // Докл. БГУИР. – 2011. – № 5 (59). – С. 5–12.
8. **Алексеев, В. Ф.** Методика оценки устойчивости микроконтроллеров к воздействию разрядов статического электричества при ступенчатом повышении напряжения / В. Ф. Алексеев, Г. А. Пискун // Вестн. Рязанского гос. радиотехнического ун-та. – 2012. – № 2 (40). – С. 34–40.
9. Analysis of HBM and MM ESD failures in nMOS devices / M. Beh [et al.] // Int. Symp. on the Physical and Failure Analysis of Integrated Circuits (IPFA). – 1995. – P. 111–115.
10. **Пискун, Г. А.** Контроль функционирования микроконтроллеров при воздействии электростатического разряда / Г. А. Пискун, В. Ф. Алексеев // Докл. БГУИР. – 2012. – № 6 (68). – С. 12–18.
11. Электромагнитная совместимость. Ч. 4–2. Методы испытаний и измерений. Испытания на устойчивость к электростатическим разрядам : СТБ МЭК 61000-4-2-2006. – Введ. 08.12.06. – Минск : Межгос. совет по стандартизации, метрологии и сертификации : Белорус. гос. ин-т стандартизации и сертификации, 2006. – 27 с.
12. **Пискун, Г. А.** Устойчивость радиоэлектронного оборудования на базе микроконтроллеров к электростатическим разрядам / Г. А. Пискун, В. Ф. Алексеев, А. Н. Пикулик // Стандартизация. – 2012. – № 1. – С. 37–39.
13. **Джоввет, Ч. Э.** Статическое электричество в электронике / Ч. Э. Джоввет. – М. : Энергия, 1980. – 135 с.
14. **Шваб, А.** Электромагнитная совместимость / А. Шваб ; под ред. И. П. Куженина. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Энергоатомиздат, 1998. – 480 с.
15. **Lyman, J.** A special report the drive for quality and reliability, part 1 / J. Lyman, D. Rosenblatt // Electronics. – 1981. – № 10. – P. 125–131.
16. **Hatfield, P. A.** Electronic package and production / P. A. Hatfield // Electronics. – 1984. – № 2. – P. 61–73.

17. **Горлов, М. И.** Влияние электростатических разрядов на интегральные схемы типа К561ЛН2 / М. И. Горлов, А. А. Каехтин, Е. А. Пахомова // Шумовые и деградационные процессы в полупроводниковых приборах : материалы докл. науч.-техн. семинара. – М. : МНТОРЭС им. А. С. Попова. – МЭИ. – 2000. – С. 340–342.

18. **Greason, W. D.** The effects of electronic discharge on microelectronic devices – a review / W. D. Greason, G. S. P. Castle // IEEE Trans. Ind. Apl. – 1984. – Vol. 20, № 2. – P. 147–252.

Статья сдана в редакцию 21 марта 2013 года

Ольга Александровна Брылева, ассистент, Белорусский государственный университет информатики и радиоэлектроники. Тел.: 8-017-293-22-07.

Геннадий Адамович Пискун, ассистент, Белорусский государственный университет информатики и радиоэлектроники. Тел.: 8-017-293-22-07.

Виктор Федорович Алексеев, канд. техн. наук, доц., Белорусский государственный университет информатики и радиоэлектроники. Тел.: 8-017-293-22-07.

Volha Aliaksandrauna Bryleva, assistant lecturer, Belarusian State University of Informatics and Radioelectronics. Tel.: +375 17-293-22-07.

Gennady Adamovich Piskun, assistant lecturer, Belarusian State University of Informatics and Radioelectronics. Tel.: +375 17-293-22-07.

Viktor Fedorovich Alekseyev, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian State University of Informatics and Radioelectronics. Tel.: +375 17-293-22-07.

УДК 620.179.14

В. А. Новиков, А. В. Шилов

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГЛУБИНЫ ЗАЛЕГАНИЯ И ДИАМЕТРА НЕСПЛОШНОСТИ ПРИ КОНТРОЛЕ ФЕРРОМАГНИТНЫХ ОБЪЕКТОВ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ВИЗУАЛИЗИРУЮЩЕЙ МАГНИТНЫЕ ПОЛЯ ПЛЕНКИ

UDC 620.179.14

V. A. Novikov, A. V. Shilov

DETERMINATION OF THE DEPTH AND DIAMETER OF DISCONTINUITY IN THE INSPECTION OF FERROMAGNETIC PRODUCTS BY USING MAGNETIC FIELD VISUALIZING FILM

Аннотация

Разработан способ экспериментального определения диаметра внутреннего дефекта в ферромагнитном объекте с учетом глубины его залегания при использовании для записи полей дефектов визуализирующей магнитные поля пленки. Определены информационные параметры сигнала, обусловленного дефектом, при контроле ферромагнитной пластины в приложенном поле. Построены номограммы, позволяющие найти глубину залегания дефекта и его диаметр.

Ключевые слова:

магнитный контроль, визуализация магнитного поля, дефекты сплошности, определение глубины залегания и диаметра дефекта, коэффициент отражения света.

Abstract

The technique is developed for the experimental determination of the diameter of an internal defect in a ferromagnetic product with its depth taken into account, by using magnetic field visualizing film to record fields of defects. Information parameters of a signal due to the defect are defined while inspecting a ferromagnetic plate in the applied field. Nomograms are constructed to determine the depth of the defect and its diameter.

Key words:

magnetic control, visualization of the magnetic field, defects of continuity, determination of the defect depth and diameter, reflection coefficient.

Для определения диаметра дефектов при магнитографическом контроле применяют испытательные образцы. Они содержат искусственные или естественные дефекты, соответствующие минимальному браковочному уровню, установленному нормативно-технической документацией. Дефекты в испытательных образцах выполняют на внутренней по отношению к магнитной ленте поверхности, т. к. вследствие наибольшей удаленности от нее выявляемость таких дефектов наихудшая. Испытательные образцы используют для

изготовления эталонных магнитных лент. С их помощью дефектоскоп настраивают на предельную чувствительность. Для этого по контрольной магнитограмме на экране импульсной индикации дефектоскопа устанавливают определенный уровень сигнала от дефекта в испытательном образце. Если амплитуда сигнала, обусловленного дефектом в контролируемом изделии, превышает браковочный уровень, то дефект считают недопустимым. Дефекты, находящиеся на меньшей глубине, станут выявляться сигналом большей амплитуды,

т. е. будет происходить перебраковка изделий. Поэтому разработка способа определения диаметра внутреннего дефекта с учетом глубины его залегания является важной и актуальной задачей.

Попытки определения глубины залегания дефекта в контролируемом изделии при магнитном контроле предпринимались и ранее. Так, в [1] указывается возможность определения размера дефекта с отстройкой от координат его расположения при помощи схемы, состоящей из интегрирующей цепочки и магнитоэлектрического измерительного прибора. Однако четкая зависимость между шириной магнитного отпечатка на ленте и глубиной залегания дефекта наблюдается только в поверхностном слое толщиной до 8 мм. Поэтому наличие интегрирующей цепочки и магнитоэлектрического измерительного прибора или частотного анализатора сигнала в магнитографическом дефектоскопе только частично решает поставленную задачу, т. к. толщина стенки контролируемых объектов при магнитографической дефектоскопии составляет от 2 до 25 мм [2].

В [1] для определения диаметра дефекта, независимо от глубины его залегания, предложено использовать двухслойную магнитную ленту, рабочие слои которой разделены диэлектриком заданной толщины. Чтобы найти глубину залегания дефекта, записывают математические выражения для суперпозиции тангенциальных составляющих полей в зоне каждого магнитоактивного слоя ленты. Решая систему этих уравнений, определяют глубину дефекта в зависимости от напряженностей полей, воздействующих на каждый магнитоактивный слой.

Аналогично определяется глубина залегания дефекта, если магнитные ленты располагаются на наружной и внутренней поверхностях пластины.

Чтобы решить поставленную задачу, проанализируем результаты теоретических и экспериментальных иссле-

дований, относящихся к особенностям формирования поля рассеяния внутреннего дефекта, находящегося в намагниченном ферромагнитном объекте.

В [3] выполнен расчет поля внутреннего дефекта цилиндрической формы радиусом r , продольная ось которого параллельна поверхности полубесконечного тела, для случая, когда дефект расположен на глубине h от поверхности ферромагнитного объекта с магнитной проницаемостью $\mu = \text{const}$, а магнитные проницаемости материала дефекта и окружающей объект среды равны 1. Получены математические выражения для тангенциальной и нормальной составляющих поля дефекта на поверхности полубесконечного тела. Показано, что тангенциальная составляющая поля дефекта на поверхности объекта в плоскости его симметрии, когда $\mu \gg 1$, $r \ll h$, прямо пропорциональна напряженности намагничивающего поля H_0 , квадрату радиуса дефекта и обратно пропорциональна квадрату глубины его залегания.

Аналогичные расчеты, но с учетом влияния границ раздела сред произведены в [4–7]. Сравнение топографий тангенциальных составляющих магнитостатических полей одинаковых дефектов, определенных с учетом и без учета влияния границы раздела сред, показывает, что при $h > 6$ мм результаты расчетов практически совпадают. Влияние границы раздела сред таково, что при приближении дефекта к наружной поверхности изделия (по отношению к преобразователю) рост H_{xd} и H_{yd} несколько замедляется, а при приближении дефекта к внутренней поверхности плоскопараллельной пластины замедляется убывание поля дефекта, причем H_{xd} начинает несколько возрастать. Влияние границ изделия сказывается при расстоянии от дефекта до границы в пределах 2...4 диаметров дефекта. Описанные результаты расчетов тангенциальной и нормальной составляющих полей рассеяния дефектов дают хоро-

шее качественное совпадение с результатами, полученными экспериментально, но не всегда позволяют получить количественное совпадение.

Приведенные далее результаты экспериментальных исследований относятся к случаю протяженных дефектов, расположенных в образцах из низкоуглеродистой стали, намагниченных постоянным приложенным полем. Дефект смоделирован цилиндрическим отверстием, ось которого параллельна наружной поверхности, а внешнее намагничивающее поле направлено перпендикулярно продольной оси дефекта. Установлено, что поле внутреннего дефекта становится заметным только при некотором пороговом значении H_0 тем больше, чем толще покрывающий дефект слой металла [8, 9]. Для несплошностей достаточно большого раскрытия ($\Delta > 0,2$ мм), какими являются также цилиндрические отверстия, диаметр и конфигурация поля внутреннего дефекта слабо связаны с формой дефекта при постоянстве площади его поперечного сечения. Для несплошностей большого раскрытия зависимость $H_{dx}(H_0)$ близка к линейной. Если раскрытие дефекта мало ($\Delta < 0,02$ мм), то форма дефекта влияет на величину его поля рассеяния, а зависимость $H_{dx}(H_0)$, как и для наружных дефектов, напоминает основную кривую намагничивания материала образца [10, 11].

Напряженность поля внутреннего дефекта меняется обратно пропорционально квадрату глубины его залегания в слабых полях [5] и глубине залегания в сильных полях [5, 12]. Приближение отверстия к внутренней относительно индикатора поверхности изделия усиливает поле, что нарушает установленную закономерность [5].

При неизменной глубине залегания увеличение диаметра отверстия практически не влияет на расстояние l_x между экстремальными значениями нормальной составляющей поля дефекта [10, 12], но величина поля растет

пропорционально квадрату его диаметра [11, 12]. Величина $H_{dx\max}$ зависит от H_0 и соотношения между диаметром отверстия и толщиной образца. В сильных намагничивающих полях, когда для материала контролируемого объекта $\mu > \mu_{\max}$, при отношении диаметра дефекта к толщине образца $\frac{d}{S} > 0,1$ гра-

ницы образца начинают дополнительно усиливать поле рассеяния дефекта, в то время как в слабых полях это влияние малозаметно [5]. Расстояние между экстремальными значениями нормальной составляющей поля внутреннего отверстия линейно зависит от глубины его залегания [12, 13].

Предположим, что определить глубину залегания дефекта можно, используя пленку, визуализирующую магнитные поля, т. к. на нее записывается не только тангенциальная, но и нормальная составляющая магнитного поля [14–20]. Это позволит определить расстояние между экстремальными значениями нормальной составляющей поля внутреннего дефекта, которое, как следует из [12], линейно зависит от глубины его залегания. Необходимо отметить, что при намагничивании объекта параллельно его поверхности и использовании для записи полей внутренних дефектов пленки, визуализирующей магнитные поля, на ней наблюдают светлую полосу, обусловленную дефектом, по обе стороны которой расположены две темные полосы. Последние сформированы нормальной составляющей поля рассеяния дефекта, и их ширина может достигать 10...12 мм [14]. Определить на них положение точек, соответствующих экстремальным значениям нормальной составляющей поля дефекта, затруднительно. Для этого целесообразно произвести количественную оценку индикаторных рисунков дефектов на визуализирующей магнитные поля пленке [15–17].

Образцы для исследований представляли собой пластины размерами

330×40×25 мм из стали Ст3. В них на различной глубине были выполнены сквозные отверстия, параллельные поверхности 330×40 мм. Намагничивание образцов осуществляли электромагнитом с П-образным сердечником, который имел сечение полюса 120×50 мм и обмотку с числом витков провода диаметром 1,45 мм – 450. Экспериментальная установка схематично изображена на рис. 1. Она содержит подключенный к источнику постоянного тока электромагнит 1 с П-образным сердечником, на полюсах которого располагается контролируемый образец 2 с уложенной на его поверхность магнитной пленкой 3, визуализирующей магнитные поля, светодиод 4, его стабилизированный по то-

ку источник питания 5, светофильтр 6 и конденсор 7, помещенные в корпус 8, фотоаппарат 9 и устройство обработки информации 10. Магнитную пленку освещали, применяя оптическую систему, которая позволяла получить на выходе квазипараллельные лучи света 11. Так как наибольшее численное значение интенсивности изображения предварительно восстановленной магнитной пленки наблюдается для составляющей зеленого цвета [15], то в системе освещения был использован зеленый светофильтр ЖЗС-10 с максимальным показателем поглощения $K_\lambda = 0,01$ на длине волны излучения $\lambda = 560$ нм.

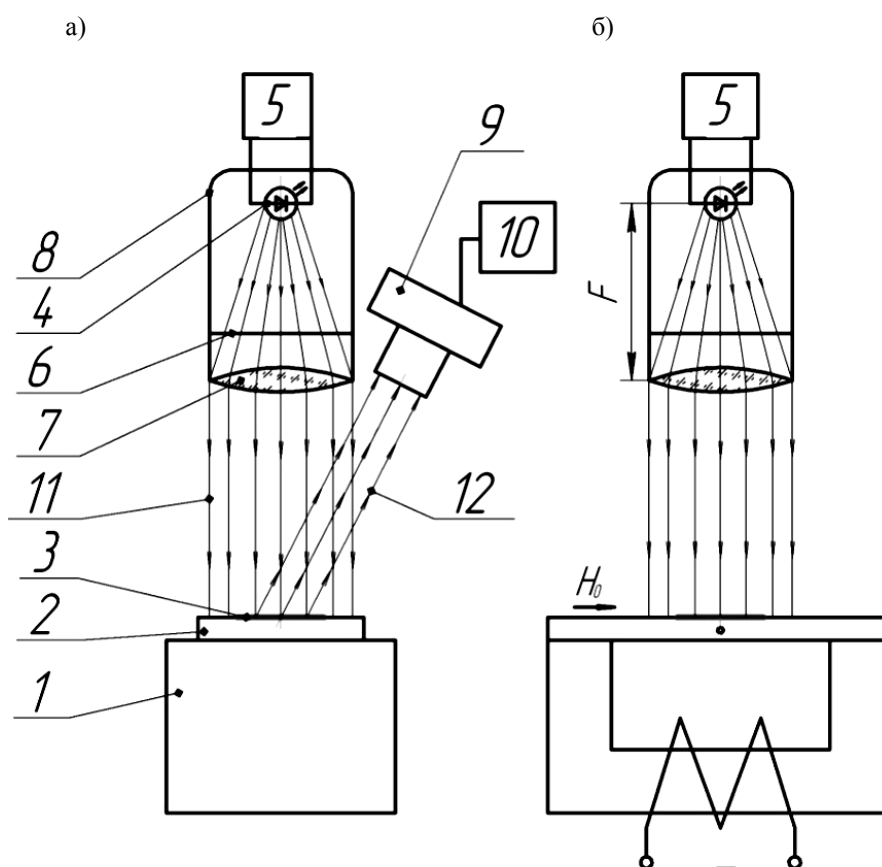


Рис. 1. Схематическое изображение экспериментальной установки: а – вид спереди; б – вид сбоку (фотоаппарат условно не показан): 1 – электромагнит с П-образным сердечником; 2 – контролируемый образец; 3 – пленка, визуализирующая магнитные поля; 4 – источник света; 5 – источник питания; 6 – светофильтр; 7 – конденсор; 8 – корпус оптической системы; 9 – цифровой фотоаппарат; 10 – устройство обработки информации; 11 – падающее световое излучение; 12 – воспринимаемое световое излучение

В процессе намагничивания образца фиксировали изображение на визуализирующей магнитные поля пленке в зоне индикаторных рисунков дефектов с помощью цифрового фотоаппарата «Canon Power ShotSX-100» в ручном режиме при фиксированном уровне чувствительности ISO 800, из которого при помощи разработанной компьютерной программы по пиксельно считывали значения интенсивности окраски, пропорциональные отраженному световому излучению $k\Phi_r$ от магнитной пленки в зоне дефекта, где k – коэффициент, учитывающий потери оптического излучения от источника до приемника. Затем аналогично определяли значения, пропорциональные падающему световому излучению $k\Phi_0$, от источника света. Чтобы исключить влияние посторонних источников светового излучения на результаты экспериментальных исследований, съемку производили в темном помещении. Предварительно фотоаппарат градуировали при помощи нейтрально-серых фильтров и располагали таким образом, что угол наблюдения составлял 12° , т. к. максимальное приращение коэффициента отражения пленки Δr_m в зоне индикаторных рисунков дефектов, обусловленного дефектом в этом случае, изменяется незначительно [20] (рис. 2). На рис. 2 представлен график зависимости максимального приращения коэффициен-

та отражения пленки Δr_m в зоне индикаторного рисунка дефекта от угла наблюдения α . Из рисунка видно, что в диапазоне углов наблюдения $-40^\circ < \alpha < 40^\circ$ изменение Δr_m невелико. Это свидетельствует о том, что происходит регистрация светового потока излучения, полученного в результате его диффузного отражения. Исследования проводили при суперпозиции напряженностей полей, действующих на пленку, до 500 А/см, т. к. при больших полях пленка становится нечувствительной к полям, параллельным ее поверхности [15].

Далее строили графики зависимостей коэффициента отражения света $r = \frac{\Phi_r}{\Phi_0}$ магнитной пленки в зоне инди-

каторных рисунков дефектов от расстояния x от их плоскости симметрии в поперечном направлении. В результате на мониторе компьютера наблюдали обусловленный дефектом ярко выраженный максимум с двумя симметрично расположенными минимумами (рис. 3). Затем измеряли расстояние l между минимумами этого импульса, строили графики зависимости l от глубины залегания дефекта h_z диаметром 2 мм при различных режимах намагничивания (рис. 4).

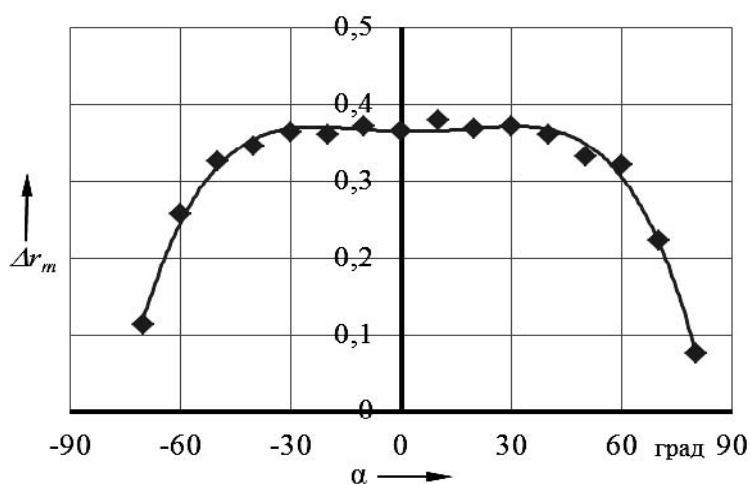


Рис. 2. График зависимости максимального приращения коэффициента отражения пленки Δr_m в зоне индикаторного рисунка дефекта от угла наблюдения

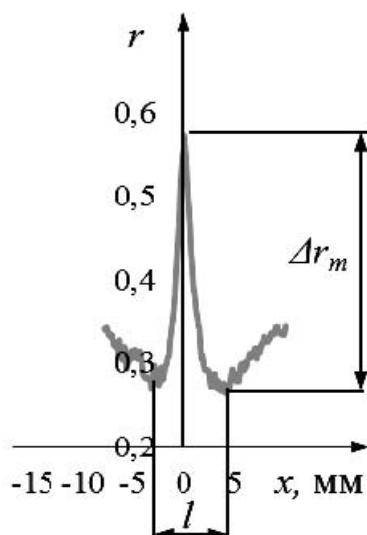


Рис. 3. График зависимости коэффициента отражения света пленки от расстояния x от плоскости симметрии индикаторных рисунков дефектов в поперечном направлении

Из рис. 4 видно, что при режимах намагничивания $H > 210$ А/см графики зависимостей $l(h_z)$ имеют линейный характер, причем при $H > 275$ А/см прямые практически сливаются в одну линию. Графики показывают, что расстояние l между минимумами $r(x)$ увеличивается для дефектов, находящихся на большей глубине, а при глубине залегания дефекта меньше 10 мм значения l остаются практически одинаковыми для всех режимов намагничивания.

Полученные графики позволяют определить глубину залегания дефекта по измеренному расстоянию между минимумами $r(x)$. Таким образом, появилась возможность определять глубину залегания дефекта, находящегося даже на расстоянии 23 мм от поверхности объекта. Это объясняется тем, что на визуализирующую магнитные поля пленку записывается не только тангенциальная, но и нормальная составляющая магнитного поля дефекта, а расстояние между ее экстремальными значениями линейно связано с глубиной залегания дефекта.

По вышеописанной методике контролировали образцы, в которых дефект сплошности в виде отверстия находился

на одинаковой глубине, а диаметр изменялся от 2 до 6 мм с шагом 2 мм. Эксперименты показали, что при неизменной глубине залегания увеличение диаметра отверстия практически не влияет на расстояние l между минимумами $r(x)$ (рис. 5). Это косвенно подтверждает установленную в [4] закономерность, заключающуюся в том, что при постоянной глубине залегания отверстия увеличение его диаметра практически не влияет на расстояние между экстремальными значениями нормальной составляющей его поля и дает основание утверждать, что основной вклад в формирование минимумов $r(x)$ вносит нормальная составляющая поля дефекта.

Чтобы определить диаметр дефекта, находящегося на произвольной глубине в пластине толщиной 25 мм при напряженности поля $H_0 = 275$ А/см, строили графики зависимостей максимальных приращений коэффициентов отражения пленки Δr_m в зоне индикаторных рисунков дефектов разного диаметра от глубины их залегания h_z (рис. 6). Из рисунка видно, что при диаметре отверстия 2 мм происходит монотонное уменьшение Δr_m с ростом глубины залегания отверстия в диапазоне

$2,5 \text{ мм} \leq h_3 \leq 22,5 \text{ мм}$. По мере увеличения диаметра несплошности наблюдается замедление возрастания Δr_m при приближении отверстия к наружной поверхности и замедление убывания, и даже возрастание Δr_m , при приближении к внутренней поверхности пластины. Анализ полученных кривых показывает,

что с увеличением диаметра отверстия появляются области неоднозначного определения диаметра дефекта в пластине толщиной 25 мм: для отверстия диаметром 4 мм – при глубине залегания более 20 мм; для $d = 5 \text{ мм}$ – при глубине h_3 меньше 7,5 мм и больше 20 мм; при $d = 6 \text{ мм}$ – до 10 мм.

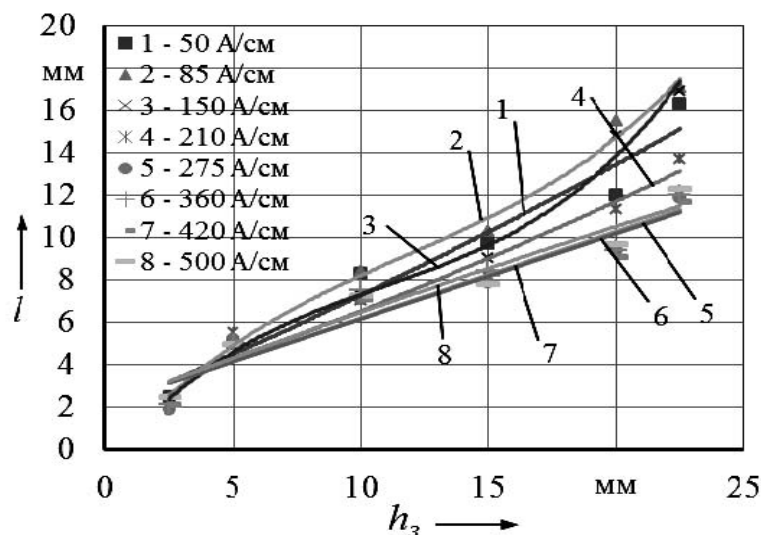


Рис. 4. Зависимость расстояния между минимумами l сигнала, обусловленного индикаторным рисунком отверстия диаметром 2 мм, от глубины его залегания h_3 в пластине толщиной 25 мм: режимы намагничивания: 1 – 50 A/cm; 2 – 85 A/cm; 3 – 150 A/cm; 4 – 210 A/cm; 5 – 275 A/cm; 6 – 360 A/cm; 7 – 420 A/cm; 8 – 500 A/cm

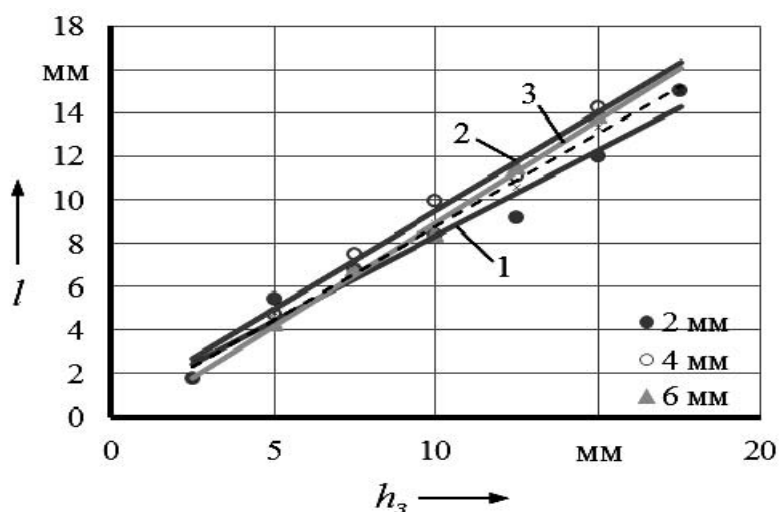


Рис. 5. Зависимость расстояния l между минимумами $r(x)$ от глубины залегания h_3 дефекта в пластине толщиной 25 мм: 1 – $d = 2 \text{ мм}$; 2 – $d = 4 \text{ мм}$; 3 – $d = 6 \text{ мм}$; - - - средняя линия; режим намагничивания $H_0 = 275 \text{ A/cm}$

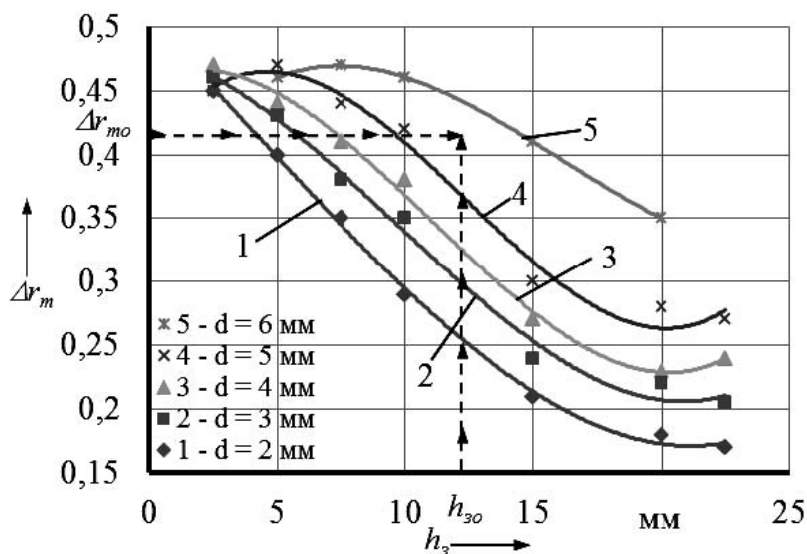


Рис. 6. Зависимость максимального приращения коэффициента отражения пленки Δr_m в зоне индикаторного рисунка дефекта от глубины залегания h_3 дефекта в пластине толщиной 25 мм: 1 – $d = 2$ мм; 2 – $d = 3$ мм; 3 – $d = 4$ мм; 4 – $d = 5$ мм; 5 – $d = 6$ мм; $H_0 = 275$ А/см

Затем строили графики зависимостей максимального приращения коэффициента отражения пленки Δr_m от диаметра отверстия при постоянной глубине его залегания (рис. 7). Из рисунка видно, что с увеличением диаметра несплошности происходит монотонное увеличение Δr_m . По графикам можно найти искомую величину диаметра отверстия d_{xo} по определенной ранее глубине его залегания h_{zo} , восстанавливая перпендикуляр из точки оси, соответствующей Δr_{mo} обнаруженного дефекта, до пересечения с графиком $d(\Delta r_m)$, соответствующим найденной глубине залегания дефекта h_{zo} , и проецируя ее на ось d .

Для определения диаметра дефекта можно воспользоваться номограммами, изображенными на рис. 6. С этой целью восстанавливают перпендикуляры из точек осей координат, соответствующих найденным значениям h_3 и Δr_m , до их пересечения. Точка пересечения укажет диаметр цилиндрической несплошности в пластине толщиной 25 мм.

На рис. 7 представлены графики зависимостей максимального приращения коэффициента отражения визуализирующей магнитные поля пленки в зоне

индикаторных рисунков дефектов диаметром 2 мм от напряженности намагничивающего поля при различной глубине залегания дефекта в пластине толщиной 25 мм. Из рисунка видно, что с увеличением напряженности поля происходит рост Δr_m . Чем меньше глубина залегания дефекта, тем при меньшей напряженности поля наблюдается насыщение Δr_m . Ранее отмечалось, что поле внутреннего дефекта становится заметным только при некотором пороговом значении H_0 тем больше, чем толще покрывающий дефект слой металла [8, 9], т. е. минимальное значение напряженности поля, при котором появляется индикаторный рисунок внутреннего дефекта, может также служить информационным параметром при определении глубины залегания дефекта. Анализ полученных экспериментальных кривых $\Delta r_m(H)$ подтверждает это, однако установлено, что отличие значений напряженностей полей, при которых Δr_m становится заметным, для дефектов, расположенных на глубине от 2,5 до 22,5 мм, невелико. Поэтому на практике по этим значениям напряженности поля довольно сложно судить о глубине залегания дефекта.

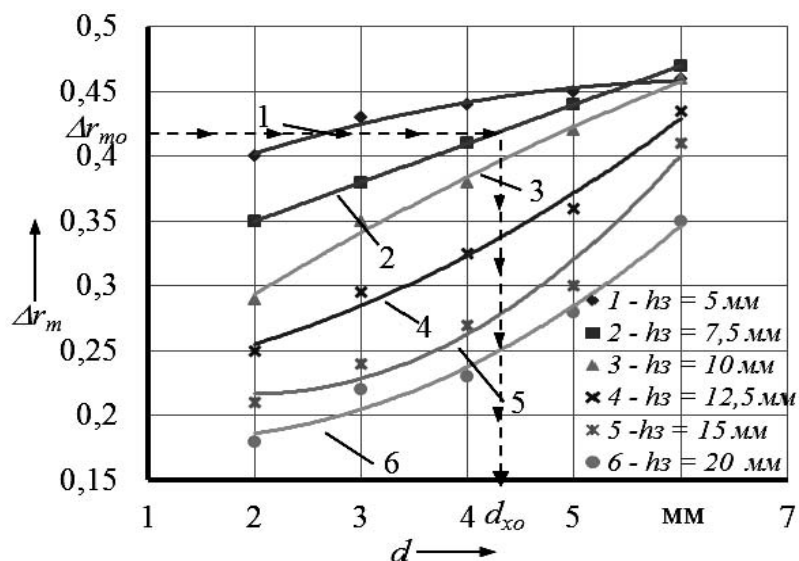


Рис. 7. Графики зависимостей максимального приращения коэффициента отражения пленки $\Delta r_m(d)$ от диаметра отверстия при глубине залегания: 1 – $h_3 = 5$ мм; 2 – $h_3 = 7,5$ мм; 3 – $h_3 = 10$ мм; 4 – $h_3 = 12,5$ мм; 5 – $h_3 = 15$ мм; 6 – $h_3 = 20$ мм; $H_0 = 275$ А/см

Анализ полученных на рис. 8 зависимостей показывает, что чем меньше глубина залегания дефекта, тем при меньшей напряженности намагничивающего поля Δr_m достигает своего максимального значения. Так, если $h_3 = 2,5$ мм, то это значение напряженности поля составляет около 80 А/см;

при $h_3 = 10$ мм – 300 А/см; при $h_3 = 22,5$ мм – 500 А/см (см. штрихпунктирную линию на рис. 8). Следовательно, минимальная напряженность поля, при которой Δr_m стабилизируется, также может являться информационным параметром при определении глубины залегания дефекта.

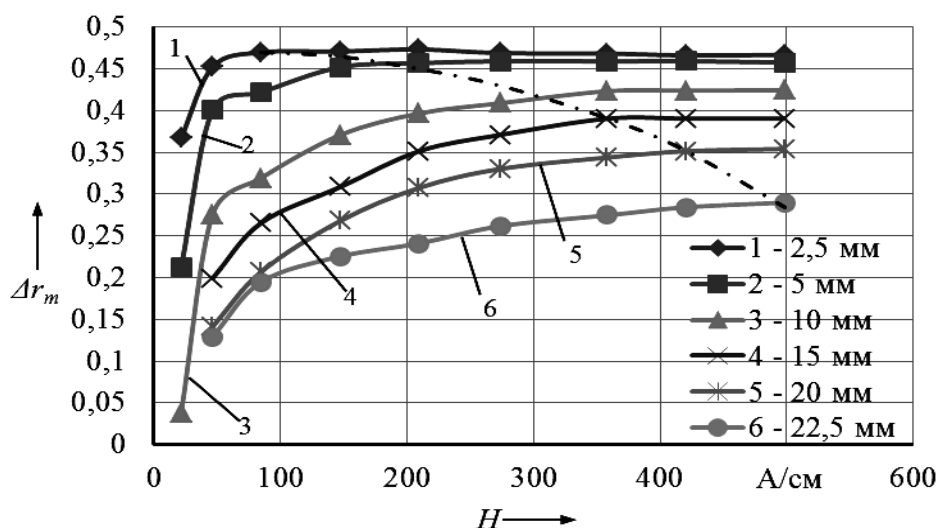


Рис. 8. Зависимость максимального приращения коэффициента отражения света Δr_m визуализирующей магнитные поля пленки в зоне индикаторного рисунка дефекта диаметром 2 мм от напряженности намагничивающего поля (пунктирной линией соединены точки, соответствующие минимальной напряженности намагничивающего поля, при котором Δr_m достигает своего насыщения: глубины залегания: 1 – $h_3 = 2,5$ мм; 2 – $h_3 = 5$ мм; 3 – 10 мм; 4 – $h_3 = 15$ мм; 5 – $h_3 = 20$ мм; 6 – $h_3 = 22,5$ мм)

Заключение

В результате проведенных исследований были разработаны:

- экспериментальная установка, состоящая из электромагнита, оптической системы, создающей поток квазипараллельных лучей света, направленных перпендикулярно поверхности объекта исследования, визуализирующей магнитные поля пленки, фотоаппарата для записи цифровых изображений падающего и отраженного от пленки излучений и устройства для их обработки;

- компьютерная программа, позволяющая обработать изображение индикаторного рисунка дефекта на визуализирующей магнитные поля пленке и получить сигнал, коррелирующий с параметрами дефекта и глубиной его залегания в пластине при контроле в приложенном поле; определены информационные параметры сигнала;

- способ экспериментального определения диаметра внутреннего дефекта в ферромагнитном объекте с учетом глубины его залегания при использовании для записи полей дефектов визуализирующей магнитные поля пленки.

Для количественной оценки индикаторных рисунков дефектов на визуализирующей магнитные поля пленке предложено использовать графики зависимостей коэффициента отражения

света r магнитной пленки в зоне индикаторных рисунков дефектов ферромагнитного объекта от расстояния x от их плоскости симметрии в поперечном направлении, имеющих на мониторе компьютера ярко выраженный максимум с двумя симметрично расположенными минимумами. Установлено, что основной вклад в формирование минимумов $r(x)$ вносит нормальная составляющая поля дефекта. Показано, что расстояние l между минимумами $r(x)$ линейно зависит от глубины залегания дефекта в пластине. Данная закономерность нарушается при приближении дефекта к наружной и внутренней поверхностям пластины. Максимальное приращение коэффициента отражения света Δr_m коррелирует с диаметром дефекта. Изменение диаметра несплошности, находящейся на неизменной глубине, не приводит к изменению расстояния l между минимумами $r(x)$. Чем меньше глубина залегания дефекта, тем при меньшей напряженности поля Δr_m стабилизируется. Минимальная напряженность поля, при которой Δr_m стабилизируется, также может являться информационным параметром при определении глубины залегания дефекта. Построены номограммы, позволяющие в образце толщиной 25 мм найти глубину залегания дефекта и его диаметр.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Козлов, В. С. Техника магнитографической дефектоскопии / В. С. Козлов. – Минск : Выш. шк., 1976. – С. 164.
2. ГОСТ 25225-82. Контроль неразрушающий. Швы сварных соединений трубопроводов. Магнитографический метод. – М. : ИПК Изд-во стандартов, 1982. – 13 с.
3. Зацепин, Н. Н. Магнитостатическое поле в ферромагнитном пространстве / Н. Н. Зацепин, Э. К. Горбунов // Неразрушающие методы и средства контроля и их применение в промышленности : сб. науч. тр. – Минск, 1973. – С. 140–152.
4. Щербинин, В. Е. Учет влияния границы изделия на поле цилиндрического дефекта / В. Е. Щербинин, М. Л. Шур // Дефектоскопия. – 1976. – № 6. – С. 30–36.
5. Щербинин, В. Е. Влияние границы изделия на величину поля дефекта / В. Е. Щербинин, А. И. Пашагин // Дефектоскопия. – 1976. – № 2. – С. 85–89.
6. Шур, М. Л. Магнитостатическое поле дефекта, расположенного в плоскопараллельной пластине / М. Л. Шур, В. Е. Щербинин // Дефектоскопия. – 1977. – № 3. – С. 92–96.
7. Шур, М. Л. Поле цилиндрического дефекта в стенке трубы, намагничиваемой постоянным током на ее оси / М. Л. Шур // Магнитные методы неразрушающего контроля : сб. науч. тр. – Свердловск, 1979. – С. 58–67.

8. **Талицкий, А. В.** Опыт исследований по магнитной дефектоскопии / А. В. Талицкий, М. И. Погожев // Вестн. металлопромышленности. – 1937. – № 2–3. – С. 15.
9. **Халилеев, П. А.** Прибор для магнитного контроля литых и сварных изделий / П. А. Халилеев, В. С. Обухов // Заводская лаборатория. – 1937. – № 10. – С. 1247–1251.
10. **Сапожников, А. Б.** Исследование полей рассеяния от дефектов круглой цилиндрической формы на модели полупространства / А. Б. Сапожников, Е. Д. Макаревич // Тр. СФТИ. – Томск, 1947. – Вып. 24. – С. 240–246.
11. **Сапожников, А. Б.** Поля рассеяния от скрытых дефектов с малым раскрытием / А. Б. Сапожников // Тр. СФТИ. – Томск, 1948. – Вып. 24. – С. 189.
12. **Ильюшенко, Л. Ф.** Исследование магнитных полей рассеяния, образуемых дефектами цилиндрической формы / Л. Ф. Ильюшенко // Тр. ФТИ АН БССР. – 1954. – Вып. 1. – С. 171–175.
13. **Пашагин, А. И.** Исследование магнитостатического поля поверхностных и внутренних дефектов в условиях неоднородного намагничивания применительно к контролю цилиндрических тел : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.02.11. – Свердловск, 1982. – 20 с.
14. **Новиков, В. А.** Визуализация полей дефектов ферромагнитных объектов с помощью пленки «Flux-detektor» / В. А. Новиков, А. В. Шилов, А. В. Кушнер // Контроль. Диагностика. – 2010. – № 5. – С. 18–22.
15. **Шилов, А. В.** Количественная оценка индикаторных рисунков дефектов при визуализации их полей на магнитной пленке / А. В. Шилов, В. А. Новиков, А. В. Кушнер // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2010. – № 2. – С. 152–160.
16. **Шилов, А. В.** Количественная оценка индикаторных рисунков дефектов при визуализации их полей на магнитной пленке в приложенном поле / А. В. Шилов, В. А. Новиков, А. В. Кушнер // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2011. – № 1. – С. 160–168.
17. Перспективные направления магнитографической дефектоскопии в машиностроении / В. А. Новиков [и др.] // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2011. – № 2. – С. 76–86.
18. Исследование гистерезисных явлений в магнитной ленте и контролируемом металле с целью повышения достоверности магнитографического контроля металлоконструкций / В. А. Новиков [и др.] // Достижения физики неразрушающего контроля и технической диагностики : сб. науч. тр. – Минск : Ин-т прикладной физики НАН Беларуси, 2011. – С. 25–30.
19. Расчет коэффициента отражения пленки, визуализирующей магнитные поля, в области дефекта / В. А. Новиков [и др.] // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2012. – № 4. – С. 105–114.
20. **Новиков, В. А.** Исследование коэффициента отражения пленки, визуализирующей магнитные поля, в области дефекта / В. А. Новиков, А. В. Шилов // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2013. – № 1. – С. 88–98.

Статья сдана в редакцию 28 января 2013 года

Владимир Алексеевич Новиков, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет.
Андрей Владимирович Шилов, начальник отдела, Белорусско-Российский университет.

Vladimir Alekseyevich Novikov, DSc (Engineering), Prof., Belarusian-Russian University.
Andrei Vladimirovich Shilov, Head of the Department, Belarusian-Russian University.

УДК 620.199.001.18

В. В. Носов

**ОЦЕНКА РЕСУРСА ТЕХНИЧЕСКИХ ОБЪЕКТОВ НА ОСНОВЕ
МОДЕЛИРОВАНИЯ ВРЕМЕННОЙ ЗАВИСИМОСТИ ПАРАМЕТРОВ
АКУСТИЧЕСКОЙ ЭМИССИИ**

UDC 620.199.001.18

V. V. Nosov

**THE ASSESSMENT OF THE RESOURCE OF TECHNICAL OBJECTS BASED
ON MODELING THE TIME DEPENDENCE OF PARAMETERS OF ACOUSTIC
EMISSION**

Аннотация

Рассмотрены проблемы определения ресурса технического объекта. Изложен метод нахождения времени до разрушения на основании анализа сигналов акустической эмиссии. В результате проведенных исследований увеличена точность методики определения ресурса на основе идентификации участка однородного разрушения.

Ключевые слова:

акустическая эмиссия, однородное разрушение, ресурс, диагностика, энергия, прочность, технический объект, моделирование.

Abstract

The paper deals with the problems of determining the resource of a technical object. The method of finding life time before failure based on the analysis of acoustic emission signals is presented. The research resulted in increasing the accuracy of methods for determining the resource based on the identification of the area of homogeneous destruction.

Key words:

acoustic emission, homogeneous destruction, resource, diagnostics, energy, strength, technical object, modeling.

Несмотря на то, что метод акустической эмиссии (АЭ) признан как наиболее информативный в отношении диагностики процесса разрушения, проблема оценки ресурса (времени до разрушения) ещё не решена [1]. В работе рассматривается метод нахождения времени до разрушения на основании развития изложенных в [2–6] идей.

Результаты разработок используются в экспертной деятельности при оценке промышленной безопасности объектов химической, нефтехимиче-

ской, нефтяной, газовой, пищевой отраслей [7].

Основной задачей являлась проверка возможности идентификации (выделения) участка однородного разрушения по статистическим признакам (вариациям значений параметров АЭ) и возможного повышения точности оценки ресурса. Программа, реализуемая в методике, использует для аппроксимации этап однородного разрушения, определение которого способствует увеличению точности метода.

Описание методики

Одной из основных причин нарушения работоспособности и уменьшения ресурса конструкций и деталей машин является развитие в их материале процесса накопления повреждений. Для описания этого процесса используется микромеханическая модель разрушения, согласно которой временная зависимость поврежденности материала в условиях мелкодисперсного роста концентрации микротрещин C имеет следующий вид:

$$C(t) = C_0 \left(1 - \exp \left[- \int_0^t \frac{d\bar{t}}{\Theta_{CP}(\bar{t})} \right] \right), \quad (1)$$

где t – текущее время; C_0 – начальная концентрация структурных элементов в материале до разрушения; Θ_{CP} – среднестатистическое время ожидания разрушения одного структурного элемента, задаваемое формулой Журкова; при начальном условии $C(0) = 0$.

Формула Журкова в условиях растяжения при постоянстве напряжения имеет вид:

$$\psi(\gamma) = \begin{cases} 0, & \gamma \in [0, q), \\ A \left(\frac{k}{\lambda} \right) \left(\frac{\gamma}{\lambda} \right)^{k-1} \exp \left(\left(-\frac{\gamma}{\lambda} \right)^k \right), & \gamma \in [q, \infty); \end{cases} \quad (3)$$

$$A = \frac{1}{\int_q^\infty \left(\frac{k}{\lambda} \right) \left(\frac{\gamma}{\lambda} \right)^{k-1} \exp \left(\left(-\frac{\gamma}{\lambda} \right)^k \right) d\gamma}$$

и логарифмически-нормальное с параметрами σ_z, μ :

$$\psi(\gamma) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma_z\gamma} \exp \left[-\frac{(\ln(\gamma) - \mu)^2}{2\sigma_z^2} \right]. \quad (4)$$

$$\Theta_{CP} = \tau_0 \exp \left(\frac{U_0 - \gamma\sigma}{RT} \right), \quad (2)$$

где τ_0 – период атомных колебаний, $\tau_0 \approx 10^{-13}$ с; U_0 – энергия активации процесса разрушения, γ – структурно-чувствительный коэффициент; R – универсальная газовая постоянная; T – абсолютная температура.

Из-за неоднородности структурного и напряженного состояния материала среднестатистические значения времени разрушения структурных элементов тела в общем случае неодинаковы. Таким образом, для различных элементов параметр Θ принимает разные значения. Для характеристики неоднородности состояния материала вводится функция $\Psi(\gamma)$ распределения параметра γ по структурным элементам, в которой в зависимости от степени неоднородности материала используются различные распределения. В работе при описании разрушения образцов сварных соединений рассматриваются два из них: ограниченное вейбулловское распределение с параметрами k, λ, q :

Зависимость концентрации микротрещин от времени для неоднородного материала можно представить в виде

$$C(t) = C_0 \int_{\gamma_{\min}}^{\gamma_{\max}} \psi(\gamma) \left(1 - \exp \left(- \int_0^t \frac{d\bar{t}}{\tau_0 \exp \left(\frac{U_0 - \gamma \sigma(\bar{t})}{RT} \right)} \right) \right) d\gamma, \quad (5)$$

где $\gamma_{\min}$ и $\gamma_{\max}$ – минимальное и максимальное значения коэффициента γ для данного распределения $\psi(\gamma)$.

Переход к макроскопическому разрушению материала происходит, ко-

гда число разрушенных структурных элементов составляет 1 % от числа начальных: $C/C_0 = 0,01$. Время t^* до разрушения находят из уравнения

$$\int_{\gamma_{\min}}^{\gamma_{\max}} \psi(\gamma) \left(1 - \exp \left(- \int_0^{t^*} \frac{d\bar{t}}{\tau_0 \exp \left(\frac{U_0 - \gamma \sigma(\bar{t})}{RT} \right)} \right) \right) d\gamma = 0,01. \quad (6)$$

Для вычисления времени до разрушения технического объекта необходимо определить значения величин, входящих в (6), знать зависимость напряжения от времени, температуру, величину энергии активации U_0 (постоянна для конкретного материала) и пара-

метры функции $\Psi(\gamma)$. Для нахождения последних используется регистрация сигналов АЭ при нагружении объекта контроля в области упругих деформаций. Число сигналов АЭ $N_{\Sigma}(t)$ пропорционально числу разрушенных структурных элементов:

$$N_{\Sigma}(t) = k_{AE} C(t)$$

или

$$N_{\Sigma}(t) = k_{AE} C_0 \int_{\gamma_{\min}}^{\gamma_{\max}} \psi(\gamma) \left(1 - \exp \left(- \int_0^{t^*} \frac{d\bar{t}}{\tau_0 \exp \left(\frac{U_0 - \gamma \sigma(\bar{t})}{RT} \right)} \right) \right) d\gamma, \quad (7)$$

где k_{AE} – акустико-эмиссионный коэффициент (может быть принят постоянным при нагружении с постоянной скоростью в области упругих деформаций).

Параметры функции $\Psi(\gamma)$ находят путем аппроксимации экспериментальной зависимости числа импульсов АЭ от времени теоретической кривой (7). Далее из (6) рассчитывается время t^* до разрушения технического объекта.

В работе предполагается определе-

ние параметров функции $\Psi(\gamma)$ для образцов стыковых сварных соединений. Материал пластин – сталь СтЗпс, сварка – ручная и автоматическая в среде углекислого газа. Образцы испытывались на растяжение с постоянной скоростью роста деформации, при этом регистрировались сигналы АЭ. Нагружение образцов производилось следующим образом (рис. 1).

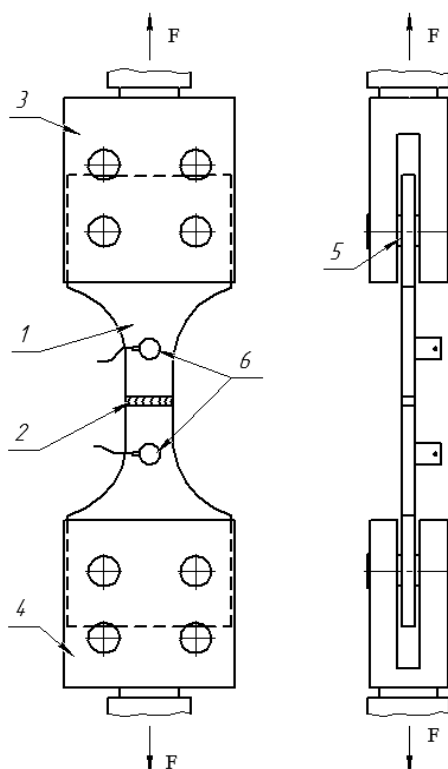


Рис. 1. Схема нагружения образца: 1 – образец; 2 – сварной шов; 3 – верхний захват нагружающего устройства; 4 – нижний захват нагружающего устройства; 5 – палец; 6 – ПАЭ

Концы образца 1 закреплялись в захватах 3 и 4 испытательной установки посредством пальцев 5. Верхний захват 3 оставался неподвижным, а нижний захват 4 перемещался вертикально вниз с постоянной скоростью. Сила, приложенная к образцу, определялась по шкале установки (цена деления шкалы 3000 Н). Для регистрации сигналов АЭ была использована двухканальная акустико-эмиссионная система СДАЭ-16(2). Система состояла из двух преобразователей акустической эмиссии (ПАЭ) типа П113с, предварительных усилителей, блока регулирования усиления, блоков обработки сигналов АЭ, блока управления и компьютера. Принцип работы одного ее канала следующий: акустический сигнал, возникающий в материале образца при нагружении, превращается пьезоэлектрическим преобразователем в электрический импульс, который подвергается усилению и обработке, после чего информация

поступает в компьютер, где отображается в виде таблицы данных и графиков зависимости от времени различных параметров АЭ сигнала. Регистрировались число импульсов АЭ, их амплитуда, энергия, длительность, суммарный счет АЭ и время нарастания сигнала.

Рабочий диапазон частот аппаратуры составлял 20...1000 кГц, эффективное значение напряжений собственных шумов усилительного тракта, приведенное ко входу предварительного усилителя, не превышало 5 мкВ. Нижний уровень порога дискриминации системы определялся необходимостью устранения электромагнитных помех и составлял 47 дБ на каждом канале. Для регистрации сигналов были выбраны преобразователи с диапазоном частот 20...500 кГц.

Для обработки первичных данных АЭ-испытаний, определения коэффициентов микромеханической модели раз-

рушения предназначена программа RG, состоящая из нескольких макросов Microsoft Excel.

Одним из этапов выполнения работы является нахождение интервала для аппроксимации. Требуется выбрать линейный участок зависимости логарифма числа импульсов от времени (этап однородного разрушения), а также разработать методологию нахождения данного участка. Были произведены испытания 30-ти образцов. Проанализированы временная зависимость числа импульсов, логарифм числа импульсов, длительность импульсов, коэффициент перекрытия импульсов (вычисляется как отношение суммарной длительности импульсов в течение интервала времени к величине этого интервала), амплитуда, коэффициент вариации амплитуды, параметр $K_{\text{лн}}$ (отношение активности АЭ к средней длительности импульсов). В результате анализа и выявления зависимостей выделены следующие этапы для определения начальной и конечной точек прямолинейного участка:

– найти на графике зависимости длительности импульсов АЭ от времени момент времени t_1 , когда наблюдается резкий рост длительности импульсов

(свидетельствует о начале пластического деформирования);

– найти на графике зависимости коэффициента перекрытия от времени момент времени t_2 , соответствующий началу роста коэффициента перекрытия. Он свидетельствует о начале пластического деформирования, при котором наблюдаются движение дислокаций, мелкие перестройки в структуре материала, а значит, имеется большое количество «коротких» сигналов, которые, накладываясь друг на друга, сливаются, что отражается в виде скачка на графике зависимости коэффициента перекрытия от времени;

– выбрать меньшее из двух значений времени (t_1 и t_2).

Пример определения интервала времени для аппроксимации.

1. Резкий рост длительности импульсов наблюдается в момент времени $t_1 = 186$ с (рис. 2).

2. Коэффициент перекрытия импульсов начинает расти в момент времени $t_2 = 175$ с (рис. 3).

3. Для проведения дальнейших действий используется величина времени $t_2 < t_1$ (рис. 4).

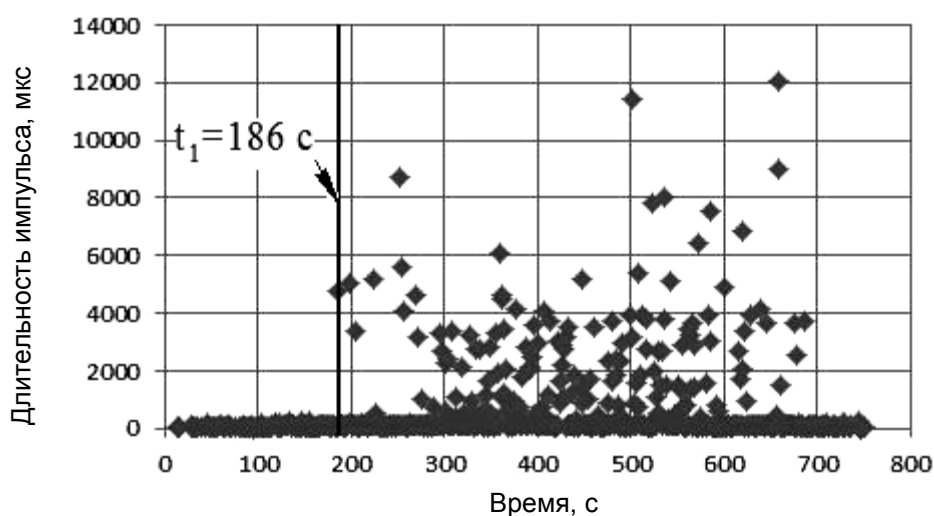


Рис. 2. Определение момента времени t_1 по графику зависимости длительности импульсов от времени

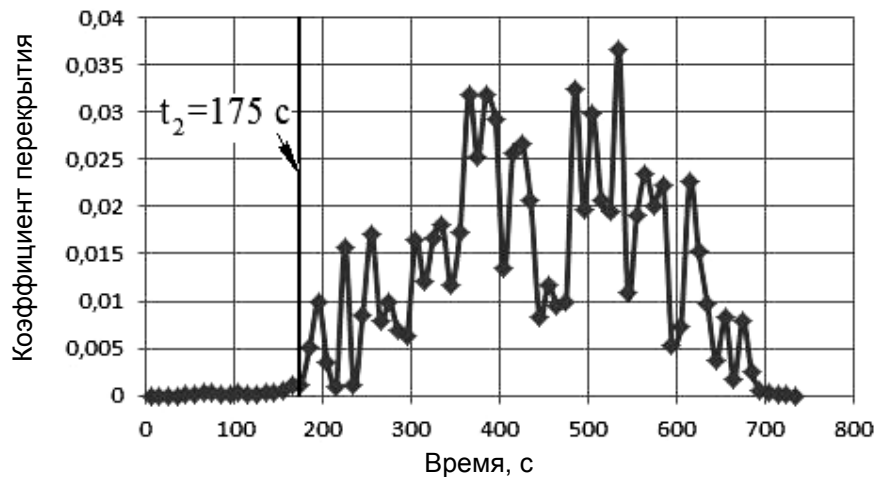


Рис. 3. Определение момента времени t_2 по графику зависимости коэффициента перекрытия импульсов от времени

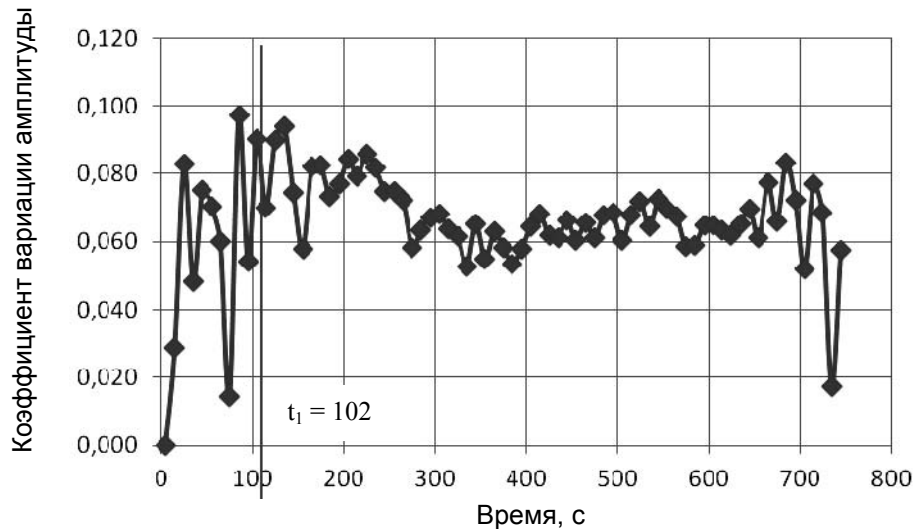


Рис. 4. Определение момента времени t_1 по графику зависимости коэффициента вариации амплитуды от времени

Изменение характера сигналов АЭ указывает на появление пластической деформации материала образца в момент времени $t_2 = 175$ с.

Далее требуется найти первоначальную точку линейного участка временной зависимости логарифма числа сигналов АЭ (начало этапа однородного разрушения). Для этого рассмотрим график зависимости коэффициента вариации амплитуды от времени. На участке от 0 до t_2 (движение от t_2 к 0) выделяем t_1 , в котором происходит аномаль-

ный скачок коэффициента вариации амплитуды.

Скачок вариации амплитуд объясняется разрушением связей с большим разбросом размеров, структур и напряжений. Разрушение неоднородно, следовательно, возникают аномально большие амплитуды.

Полученный интервал вносится в макрос программы, с помощью которого строится теоретическая кривая зависимости числа импульсов АЭ от времени. При этом используется в качестве функ-

ции $\Psi(\gamma)$ ограниченное weibullовское распределение. Изменяя величину параметра λ , можно проследить за изменением среднего значения параметра γ распределения $\Psi(\gamma)$. Путем изменения параметров λ , q и $k_{AE}C_0$ ($k = 3$; одинаков для всех образцов) добиваемся совпадения теоретической и экспериментальной кривых $N_\Sigma(t)$. Величина средней ошибки аппроксимации должна быть минимальной. При совпадении кривых получаем искомые значения параметров микромеханической модели разрушения.

Вывод

В результате авторами был получен метод определения участка однородного разрушения. С помощью метода была увеличена точность определе-

ния времени до разрушения объекта на 2 % (по сравнению с ранее предложенной методикой). Сократилась погрешность с 15 до 13 %, что соответствует нормам. Таким образом, разработанная методика обладает повышенной точностью. На основе АЭ-показателей, напрямую связанных с определяющим прочностью процессом и статистически устойчивых к помехам регистрации, получены файлы MS Excel, представляющие собой базу, позволяющую выполнять различные вычисления по желанию пользователя. Методика проста в применении, универсальна, т. к. диагностические параметры позволяют оценить ресурс и стандартные характеристики прочности различных по структуре и размерам объектов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Акустико-эмиссионный контроль железнодорожных конструкций / Л. Н. Серьёзов [и др.]. – Новосибирск : Наука, 2011. – 272 с.
2. **Лахова, Е. Н.** Моделирование процесса перестройки структуры при пластической деформации сварных соединений металлоконструкций / Е. Н. Лахова, В. В. Носов // Современное машиностроение. Наука и образование : материалы Междунар. науч.-практ. конф., Санкт-Петербург 14–15 июня 2011 г. – СПб. : СПбПУ, 2011. – С. 301–309.
3. **Носов, В. В.** Диагностика машин и оборудования : учеб. пособие / В. В. Носов. – 2-е изд., испр. и доп. – СПб. : Лань, 2012. – 384 с.
4. **Nosov, V. V.** The Effect of Strength State Nonuniformity on the Acoustic Emission of Structural Materials / V. V. Nosov, G. S. Elchaninov // Russian Journal of Nondestructive Testing. – 2011. – Vol. 47, № 12. – P. 824–833.
5. **Носов, В. В.** Оценка качества технологического процесса на основе структурно-силового анализа прочностной неоднородности материала изделия / В. В. Носов, Е. Н. Лахова // Заводская лаборатория. Диагностика материалов. – 2012. – № 8. – С. 69–71.
6. **Носов, В. В.** Неразрушающий контроль качества заготовок для производства горячекатаной полосы методом акустической эмиссии / В. В. Носов, В. Г. Лаврин // Дефектоскопия. – 2012. – № 3. – С. 18–26.
7. **Пат. 2445615 РФ.** Способ определения прочности материала изделий / В. В. Носов, Е. Н. Лахова. – № 2010145698/28 ; заявл. 09.11.10 ; опубл. 20.03.12, Бюл. № 8. – 4 с.

Статья сдана в редакцию 29 марта 2013 года

Виктор Владимирович Носов, д-р техн. наук, проф., Национальный минерально-сырьевой университет «Горный». Тел.: (904) 617-94-38. E-mail: nosovvv@list.ru.

Viktor Vladimirovich Nosov, DSc (Engineering), Prof., National Mineral Resources University (Mining University). Tel.: (904) 617-94-38. E-mail: nosovvv@list.ru.

УДК 621.3.049.77–048.24:537.2

Г. А. Пискун, В. Ф. Алексеев, О. А. Брылева

МЕТОДЫ ТЕХНИЧЕСКОЙ ДИАГНОСТИКИ МИКРОКОНТРОЛЛЕРОВ ПРИ ВОЗДЕЙСТВИИ ЭЛЕКТРОСТАТИЧЕСКИХ РАЗРЯДОВ

UDC 621.3.049.77–048.24:537.2

G. A. Piskun, V. F. Alekseyev, O. A. Bryleva

METHODS OF TECHNICAL DIAGNOSTICS OF MICROCONTROLLERS WITH ELECTROSTATIC DISCHARGES

Аннотация

Проведен анализ методов контроля работоспособности микроконтроллеров в условиях воздействия разрядов статического электричества. Рассмотрены три метода параметрического тестирования, базирующихся на особенностях формы и длительности действия электростатических разрядов. Приведены обязательные параметры электронных компонентов, входящих в состав установок по имитации разрядов. Представлен наиболее часто используемый способ функционального тестирования микроконтроллеров, основанный на считывании и анализе инсталлированного массива данных из памяти микросхемы.

Ключевые слова:

микроконтроллер, электростатический разряд, диагностика, параметрическое тестирование, функциональное тестирование, массив данных.

Abstract

The analysis of methods of controlling microcontrollers performance under the action of static electricity discharges has been performed. Three basic methods of parametric testing based on the characteristics of shape and duration of electrostatic charges have been considered. Mandatory parameters of electronic components of installations which simulate discharges are given. The most commonly used method of functional testing of microcontrollers is presented which is based on reading and analyzing the installed data set from the micro-circuit memory.

Key words:

microcontroller, static discharge, diagnostics, parametric testing, functional testing, data set.

Большинство функционально сложных элементов микроэлектроники, таких как микроконтроллеры (МК) различного назначения, могут быть достаточно надежными, как правило, только при условии закладывания данного показателя при их проектировании, обеспечении при производстве и сохранении в процессе эксплуатации [1, 2]. Поэтому актуальной задачей для современной электроники является поддержание высокой надежности микроконтроллеров, в том числе путем систематического

контроля их технического состояния и периодической диагностики. В связи с этим, возникает необходимость в разработке и модернизации методов и моделей для исследования и оценки устойчивости МК как на этапе производства, так и при эксплуатации в составе электронного средства.

Широкое применение МК в составе электронных средств, используемых в условиях различных деструктивных воздействий, предполагает обязательную эффективную техническую диагно-

стику микросхем. Из всех видов дестабилизирующих влияний особый интерес вызывают исследования в рамках оценки устойчивости микроконтроллеров к воздействию электростатических разрядов (ЭСР) [3–6].

Следует отметить, что на сегодняшний день в процессе контроля работоспособности МК после воздействия разрядов статического электричества проводятся два вида испытаний:

– *параметрическое тестирование*, в процессе которого проверяется нахождение электрических и временных характеристик МК в пределах, заданных техническими условиями;

– *функциональное тестирование*, с помощью которого контролируется выполнение МК функций, определенных техническими условиями.

Вышеприведенные виды испытаний можно представить следующим образом.

1 Методы параметрического тестирования микроконтроллеров.

Данные методы основываются на трех базовых моделях воздействия электростатическими разрядами: *модель те-*

ла человека – МТЧ (англ. *Human Body Model*); *машинная модель* – ММ (англ. *Machine Model*) и *модель заряженного прибора* – МЗП (англ. *Charged Device Model*) [8–10].

Наиболее изученной и широко распространенной моделью для оценки устойчивости МК к воздействию ЭСР является МТЧ. Это обусловлено в первую очередь тем, что МТЧ так же, как и ММ, предназначена для симуляции процесса ЭСР заряженного объекта (человек или машина) при его соприкосновении с объектом. В МЗП же рассматривается процесс быстрого разряда электростатически заряженного электронного компонента.

Рассмотрим принципы проведения испытаний МК на устойчивость к воздействию электростатических разрядов по вышеуказанным моделям.

1.1 Модель тела человека.

Даже при сравнительно простых движениях на поверхности тела человека может создаваться значительный электростатический заряд (табл. 1) [11].

Табл. 1. Значения напряжения ЭСР, возникающие при выполнении различных операций

Операция	Значение напряжения электростатического разряда при относительной влажности, кВ		
	10 %	40 %	55 %
Ходьба по ковру	35	15	7,5
Ходьба по виниловому покрытию пола	12	5	3
Движение по скамье или верстаку	6	0,8	0,4
Изъятие МК из пластмассового пенала	2	0,7	0,4
Снятие МК с винилового подноса или пластины	11,5	4	2
Изъятие МК из пластиковой упаковки	14,5	5	3,5

Необходимо отметить, что при описании процесса воздействия разрядов статического электричества по МТЧ приняты некоторые допущения. Прежде всего, данная модель довольно упрощенно представляет распределенную систему

(тело человека) и в ней не учитываются коронные явления, появляющиеся перед самим разрядом. Также не учтена индуктивность тела человека величиной 50...100 мкГн, которая в какой-то степени ограничивает крутизну фронтов им-

пульсов ЭСР. К тому же реально наблюдаемый разряд рассматриваемого типа протекает не однократно, а в виде серии последовательных импульсов при более низких напряжениях [4].

Наиболее часто воздействие ЭСР по данной модели встречается в такой ситуации, когда носитель заряда – чело-

век – касается контактных выводов микросхемы, например, при выполнении операции ручной сборки (рис. 1, а), и часть энергии, содержащейся на поверхности его тела, передается, т. е. разряжается, на микроконтроллер и через него на землю.

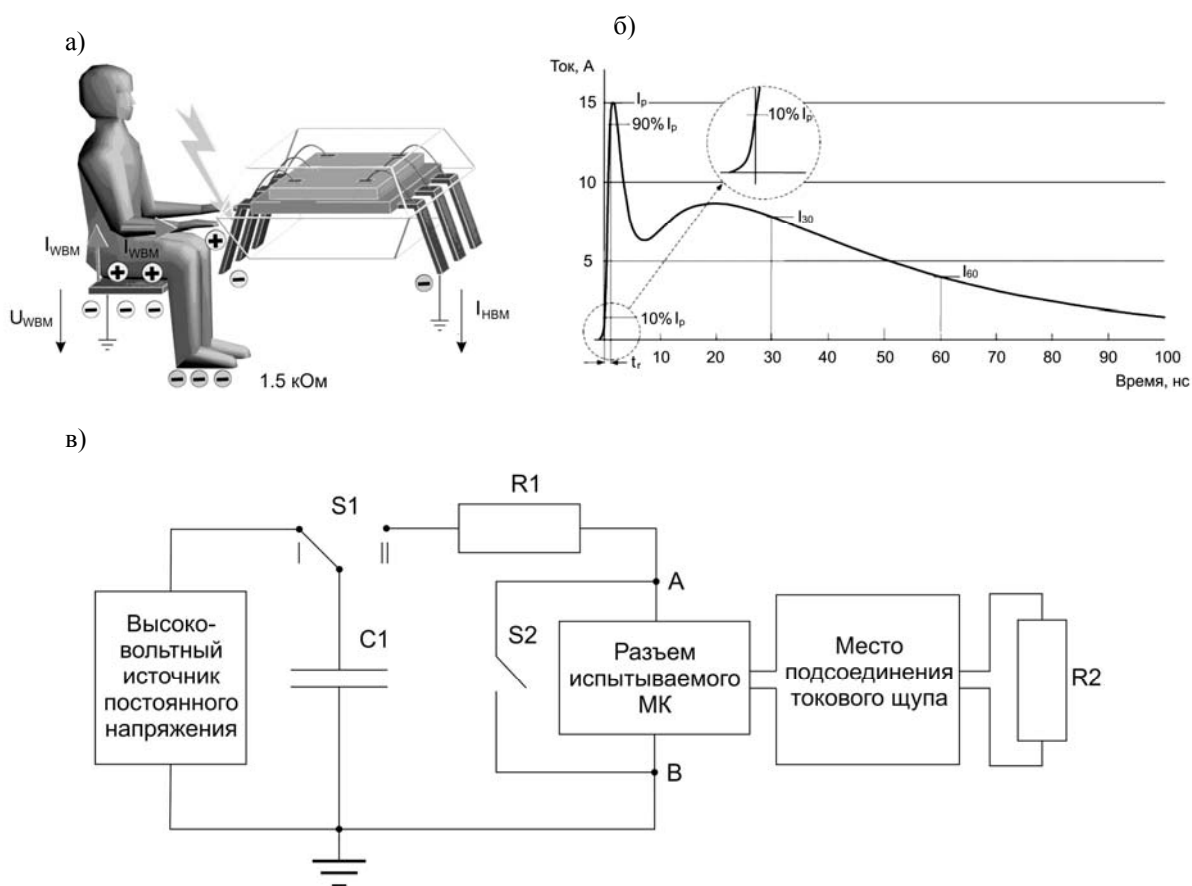


Рис. 1. Основные параметры модели тела человека: а – принцип воздействия; б – форма импульса разряда; в – схема испытательного имитационного генератора электростатических разрядов со следующими параметрами электронных компонентов: $R1 = (1500 \pm 1) \text{ Ом}$; $R2$ – безиндуктивный резистор номиналом $(500 \pm 1) \text{ Ом}$, рассчитанный на напряжение 4 кВ; $C1$ – конденсатор емкостью $(100 \pm 10) \text{ пФ}$

Полную модель ЭСР сложно воспроизвести на практике, поэтому отечественные и большинство зарубежных стандартов предусматривают только поверхностные RC-компоненты и максимально допустимое время нарастания 20 нс (рис. 1, б) [11].

Эквивалентная схема МТЧ в общем случае состоит из последовательно соединенной емкости $C_{НВМ}$ и сопротивления $R_{НВМ}$. В действующем стандарте Респуб-

лики Беларусь СТБ МЭК 61000-4-2-2006 [11] емкость и сопротивление тела человека равны $C_{НВМ} = 100...2500 \text{ пФ}$ и $R_{НВМ} = 80...2000 \text{ Ом}$, что соответствует отдельно стоящему человеку, несущему заряд на всей поверхности кожи. Обычный уровень заряда, накопленный на теле человека, равен 12 кВ, причем энергия заряда при этом составляет 15 мДж; при максимальном же значении напряжения 15 кВ энергия – 17 мДж.

При проведении испытаний используются специализированные генераторы, схема которых приведена на рис. 1, в.

Несмотря на это, результаты какой-нибудь одной испытательной ситуации можно использовать для сравнения МК по их пороговым уровням напряжения разрушения. Установленные таким образом пороговые уровни обладают значениями, характерными для случая разрушения, т. к. реальные ЭСР с определенным потенциалом почти всегда слабее, чем в испытательных схемах.

1.2 Машинная модель.

Отличительная особенность ММ, по сравнению с МТЧ, в том, что электростатическим зарядом обладает не человек, а другое заряженное устрой-

во или машина. Заряд, накопленный на металлических частях подложки и корпуса, протекает через подложку и вызывает отказы р-п-переходов, диэлектрических слоев и элементов, являющихся частью разряженного участка.

Пример случая, описываемого машинной моделью, может наблюдаться при автоматической подаче микроконтроллеров путем скольжения в подводящих каналах (рис. 2, а). Система контактных выводов МК и его корпуса в результате трения могут заряжаться статическим электричеством таким же образом, как заряжается тело человека при осуществлении операций, сопряженных с процессом трения [12, 13].

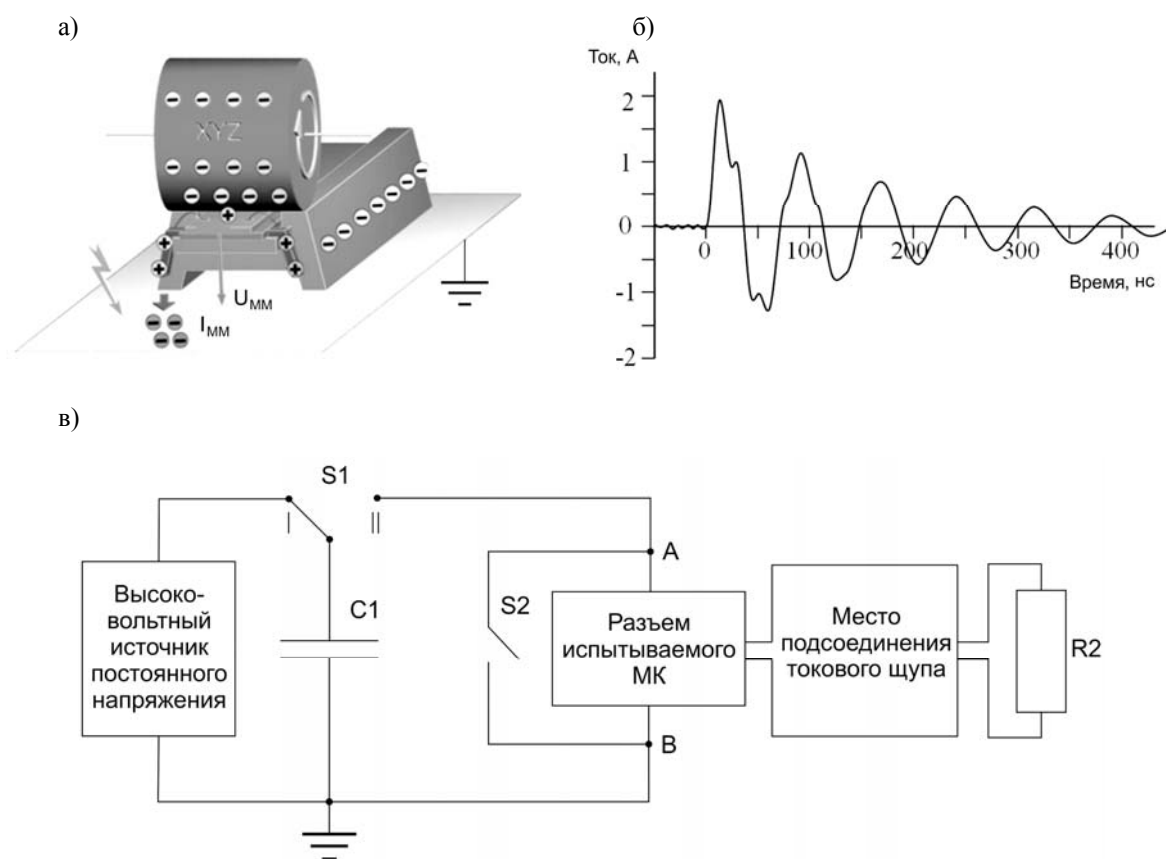


Рис. 2. Основные параметры машинной модели: а – принцип воздействия; б – форма импульса разряда; в – схема испытательного имитационного генератора электростатических разрядов со следующими параметрами электронных компонентов: R2 – безындуктивный резистор номиналом (500 ± 1) Ом, рассчитанный на напряжение 4 кВ; C1 – конденсатор емкостью (100 ± 10) пФ

Из-за малости разрядного сопротивления форма импульса (рис. 2, б) определяется лишь величинами паразитных элементов схемы. Следовательно, повторяемость результатов испытаний по ММ оказывается значительно ниже, чем при использовании МТЧ.

При имитации ЭСР по ММ в эквивалентной схеме основным отличием, по сравнению с уже рассмотренной выше МТЧ, являются лишь величины собственной ёмкости объекта и разрядного сопротивления (рис. 2, в).

Повреждение МК при воздействии

разрядов статического электричества по ММ может произойти вследствие того, что разрядный импульс проходит настолько быстро, что выделяемая плотность потока мощности превышает порог разрушения.

1.3 Модель заряженного прибора.

В МЗП рассматривается случай, когда МК ещё в процессе производства приобретает ЭСЗ, а затем разряжается на объект, обладающий высокой проводимостью (например, на землю) (рис. 3, а) [14].

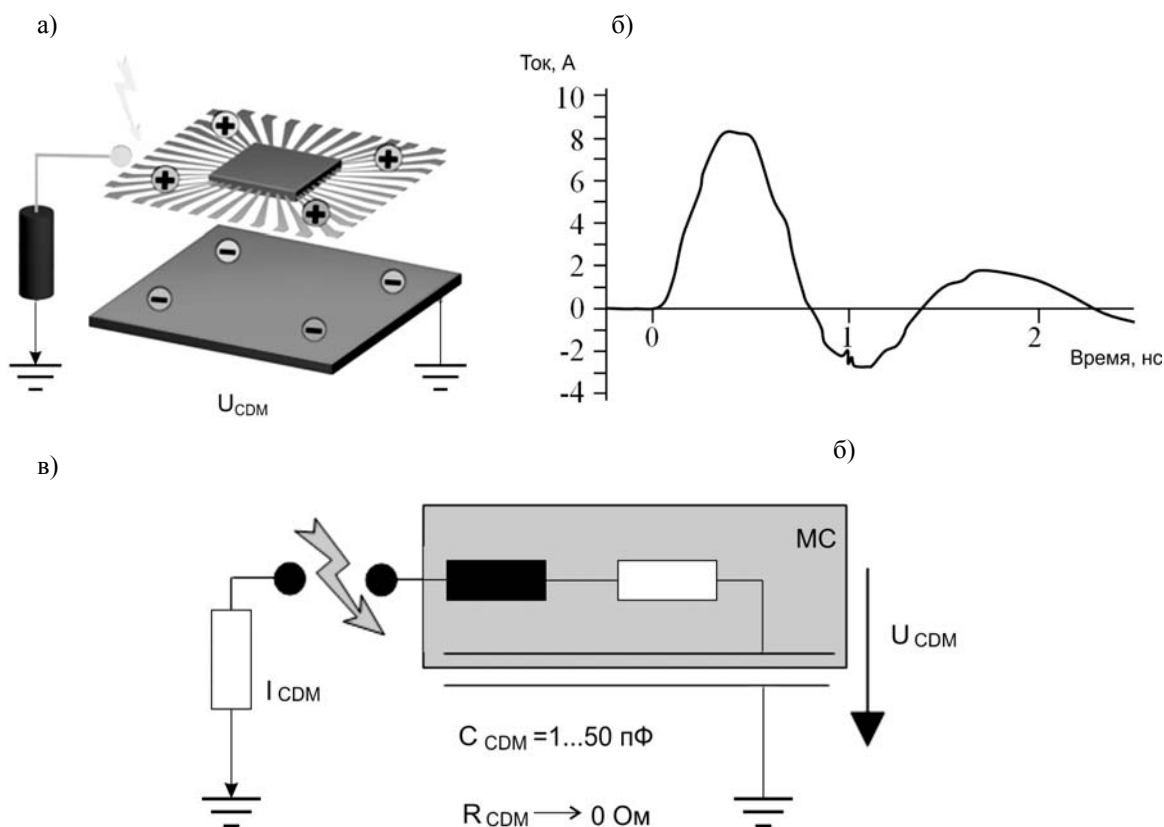


Рис. 3. Основные параметры модели заряженного прибора: а – принцип воздействия; б – форма импульса разряда; в – схема испытательного имитационного генератора электростатических разрядов

Этот чрезвычайно быстрый разряд не приводит к перегреву схемы защиты МК от ЭСР (как это происходит при использовании моделей МТЧ или ММ), зато он чаще всего приводит к возникновению такого нарушения в структуре МК, как пробой изолирующего оксид-

ного слоя [1, 2].

Типичная форма разрядного импульса при проведении испытаний МК на устойчивость к ЭСР по МЗП приведена на рис. 3, б. Его нарастающий фронт гораздо короче (время нарастания приблизительно 300 пс), а общая

длительность импульса существенно ниже (приблизительно 0,5 нс), чем соответствующие параметры импульсов в моделях МТЧ и ММ. Это означает, что амплитуда тока в импульсе достигает нескольких ампер даже при низких напряжениях разряда. При использовании МЗП уровень мощности, рассеиваемой в устройстве, оказывается ниже, чем при применении МТЧ и ММ.

В процессе испытаний МК на устойчивость к воздействию ЭСР по МЗП он вынут из панели и лежит на металлической пластине контактными выводами вверх. Сначала МК заряжается посредством подачи заряда на земляной вывод через высокоомный резистор либо от заряженной подложки за счёт электростатической индукции. Затем контактные выводы МК поочерёдно разряжаются (при касании их заземлённой иглой). Как видно из рис. 3, в, кристалл МК и металлическая пластина, на которой лежит МК, образуют своеобразный конденсатор, ёмкость которого зависит от геометрии корпуса МК. Значение данной ёмкости определяет вели-

чину электрического заряда, который может быть накоплен кристаллом МК, и, следовательно, амплитуду разрядного тока. Поскольку процесс разряда начинается с того, что между тестируемым контактным выводом МК и заземлённой иглой возникает искра (ещё до того, как они соприкасаются друг с другом), повторяемость теста МЗП также невысока. Однако данное испытание очень хорошо моделирует реальные ситуации, возникающие при различных манипуляциях с МК [1, 4, 7].

2 Методы функционального тестирования микроконтроллеров.

При проверке работоспособности в процессе функционирования большинства современных микросхем можно использовать метод, заключающийся в сравнении выходных параметров исследуемой модели с ее эталонной версией, включенной параллельно с МК [7].

Структурная схема стенда, на котором реализуется информационно-энергетический метод контроля, приведена на рис. 4 [12].



Рис. 4. Структурная схема устройства, реализующего функциональное тестирование микроконтроллера

В качестве информационных параметров диагностики чаще всего выбирают: неоднородность массива ПО; заряд при осуществлении переходного процесса в момент смены информации при записи или считывании; время за-

вершения переходного процесса в момент подачи входного воздействия и окончательной токовой реакции на это воздействие [1].

Контроль неоднородности любого вида заключается в поиске максималь-

ного отклонения контролируемого статического временного и зарядового параметров от значения на выбранном калибровочном массиве, измерении величины этого отклонения и фиксации адреса ячейки, на которой данное максимальное отклонение имело место. При контроле неоднородности используются алгоритмы бегущего «0» и бегущей «1».

Устройство работает следующим образом. С блока 1 (блок задания воздействий) сигналы воздействия (бегущий «0» или бегущая «1») подаются на входы эталонного и испытуемого МК, выходные сигналы которых вычитаются блоком 4 (блок вычитания), и дальнейшей обработке подвергается разность сигналов эталонного и испытуемого МК. Полученная разность сигналов преобразуется в напряжение блоком 5 (преобразователь ток-напряжение) и далее производится операция интегрирования блоком 6 (интегратор), результат интегрирования с которого перезаписывается в аналоговое запоминающее устройство 7 (аналоговое ЗУ) и контролируется блоком 8 (компаратор) с заданными границами компарирования, величины которых программируются. Результаты компарирования обрабатываются блоком контроля 9 (блок результатов и контроля) по принципу «годен – брак». При этом контроль производится в каждом цикле (записи или считывания) при обращении к каждой ячейке, т. е. просматриваются все ячейки памяти.

Недостатком этого метода следует считать отсутствие информации о степени отклонения показателя качества переходного процесса (изменений в инсталлированном программном коде),

который приведет к ложному срабатыванию МК.

Проведенный анализ условий влияния ЭСР на МК показал, что параметры воздействующего разряда статического электричества варьируются в широком диапазоне напряжений, однако закономерности для вышепредставленных моделей являются идентичными. Для оценки их характеристик желательно рассматривать разряд статического электричества как одиночный электромагнитный импульс, обладающий индивидуальными характеристиками (фронт, длительность и т. д.). Предложено при анализе воздействующего ЭСР учитывать такие наиболее важные показатели, как напряжение и длительность импульса разряда, которые оказывают основное влияние на возможность возникновения повреждений.

При исследовании метода функционального тестирования МК на устойчивость к воздействию ЭСР были выявлены существенные недостатки: используется сложная система поиска и обнаружения дефектов, а также применяются принципы диагностики, не свойственные анализу повреждений флеш-памяти, а именно: не анализируется внутренняя структура и архитектура, не показан принцип доступа к памяти, не учитывается внутренняя взаимосвязь функциональных блоков и т. д. Таким образом, в связи с усложнением функций, выполняемых аппаратурой на МК, одной из основных задач для производителей является разработка наиболее эффективных алгоритмов технической диагностики МК.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Горлов, М. И. Электростатические заряды в электронике / М. И. Горлов, А. В. Емельянов, В. И. Плебанович. – Минск: Белорус. наука, 2006. – 295 с.
2. Кечиев, Л. Н. Защита электронных средств от воздействия статического электричества / Л. Н. Кечиев, Е. Д. Пожидаев. – М.: Технология, 2005. – 352 с.
3. Хабигер, Э. Электромагнитная совместимость. Основы ее обеспечения в технике / Э. Хабигер; под ред. Б. К. Максимова. – М.: Энергоатомиздат, 1995. – 304 с.

4. Уильямс, Т. ЭМС для систем и установок / Т. Уильямс, К. Армстронг. – М. : Технология, 2004. – 508 с.
5. Gieser, H. A. ESD testing: HBM to very fast TLP / H. A. Gieser // Tutorial presented at the ISREF. – 2004. – С. 3–10.
6. Johnson, C. C. Two unusual HBM ESD failure mechanisms on a mature CMOS process / C. C. Johnson, T. J. Maloney, S. Qawami // EOS/ESD Symposium. – 1993. – P. 225–231.
7. Методика испытания микроконтроллеров на чувствительность к электростатическим разрядам / В. Ф. Алексеев [и др.] // Доклады БГУИР. – 2011. – № 5 (59). – С. 5–12.
8. Алексеев, В. Ф. Методика оценки устойчивости микроконтроллеров к воздействию разрядов статического электричества при ступенчатом повышении напряжения / В. Ф. Алексеев, Г. А. Пискун // Вестник Рязанского государственного радиотехнического университета. – 2012. – № 2 (40). – С. 34–40.
9. Analysis of HBM and MM ESD failures in nMOS devices / M. Beh [et al.] // Int. Symp. on the Physical and Failure Analysis of Integrated Circuits (IPFA). – 1995. – P. 111–115.
10. Пискун, Г. А. Контроль функционирования микроконтроллеров при воздействии электростатического разряда / Г. А. Пискун, В. Ф. Алексеев // Доклады БГУИР. – 2012. – № 6 (68). – С. 12–18.
11. Электромагнитная совместимость. Ч. 4–2. Методы испытаний и измерений. Испытания на устойчивость к электростатическим разрядам : СТБ МЭК 61000-4-2-2006. – Введ. 08.12.06. – Минск : Межгос. совет по стандартизации, метрологии и сертификации : Белорус. гос. ин-т стандартизации и сертификации, 2006. – 27 с.
12. Пискун, Г. А. Устойчивость радиоэлектронного оборудования на базе микроконтроллеров к электростатическим разрядам / Г. А. Пискун, В. Ф. Алексеев, А. Н. Пикулик // Стандартизация. – 2012. – № 1. – С. 37–39.
13. Джоввет, Ч. Э. Статическое электричество в электронике / Ч. Э. Джоввет. – М. : Энергия, 1980. – 135 с.
14. Шваб, А. Электромагнитная совместимость / А. Шваб ; под ред. И. П. Куженина. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Энергоатомиздат, 1998. – 480 с.

Статья сдана в редакцию 21 марта 2013 года

Геннадий Адамович Пискун, ассистент. Белорусский государственный университет информатики и радиоэлектроники. Тел.: 8-017-293-22-07.

Виктор Федорович Алексеев, канд. техн. наук, доц. Белорусский государственный университет информатики и радиоэлектроники. Тел.: 8-017-293-22-07.

Gennady Adamovich Piskun, assistant lecturer, Belarusian State University of Informatics and Radioelectronics. Tel.: 8-0172-293-22-07

Viktor Fedorovich Alekseyev, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian State University of Informatics and Radioelectronics. Tel.: 8-017-293-22-07.

СТРОИТЕЛЬСТВО. АРХИТЕКТУРА

УДК 711.4-112

Е. В. Горбенкова, С. В. Горбенков, Е. Е. Корбут

ЭФФЕКТИВНЫЕ ЭНЕРГО- И РЕСУРСОСБЕРЕГАЮЩИЕ ТЕХНОЛОГИИ В ИНЖЕНЕРНЫХ СИСТЕМАХ СЕЛЬСКИХ ПОСЕЛЕНИЙ

UDC 711.4-112

E. V. Gorbenkova, S. V. Gorbenkov, E. E. Korbut

THE EFFECTIVE ENERGY AND RESOURCE-SAVING TECHNOLOGIES IN ENGINEERING SYSTEMS OF RURAL SETTLEMENTS

Аннотация

Рассмотрены вопросы энерго- и ресурсосбережения в инженерных системах сельских поселений. Даны преимущества использования теплонасосных технологий для сельских поселений. Приведен расчет капитальных и эксплуатационных затрат для различных видов инженерных систем и определен срок окупаемости теплонасосных систем.

Ключевые слова:

тепловой насос, сельские поселения, энергосберегающие технологии, капитальные и эксплуатационные затраты.

Abstract

The paper considers the issues of energy and resource-saving in engineering systems of rural settlements. The advantages of using thermal pump technologies for rural communities are given. The calculation of capital and operating costs for various types of engineering systems is presented and the payback period of thermal pump systems is defined.

Key words:

thermal pump, rural settlements, energy saving technologies, capital and operating costs.

Введение

В условиях обостряющегося дефицита и роста цен на энергоносители поиск новых эффективных энергосберегающих технологий для получения теплоты и использования нетрадиционных возобновляемых источников энергии (НВИЭ) актуален практически для всех отраслей экономики.

Повышение эффективности сельскохозяйственного производства неразрывно связано с развитием энерго- и

ресурсосберегающих систем теплообеспечения. Именно они существенно влияют на снижение себестоимости и энергоемкости производимой сельскохозяйственной продукции.

В перспективе в связи с ростом сельскохозяйственной продукции будут расти и масштабы потребления топливно-энергетических ресурсов (ТЭР) на эти цели, поэтому существует острая необходимость экономного использования электрической и тепловой энергии. И здесь приоритетно и наиболее эффек-

тивно применение систем и технических средств теплообеспечения децентрализованного типа [1].

Одним из эффективных энерго-сберегающих способов, дающих возможность экономить органическое топливо, снижать загрязнение окружающей среды, удовлетворять нужды потребителей в технологическом тепле, является применение теплонасосных технологий производства теплоты.

Потребителями энергии повышенного потенциала для сельской местности являются системы отопления и горячего водоснабжения жилых, административных, социальных и промышленных зданий, системы поддержания оптимального микроклимата в спортивных и киноконцертных комплексах, бассейнах, животноводческих помещениях и др.

Теплонасосные системы теплоснабжения проектируются для каждого конкретного объекта в зависимости от энергетических нагрузок, почвенно-климатических условий района строительства и стоимости энергоносителей [3].

В отличие от традиционных аналогов, для теплонасосных систем теплоснабжения характерны повышенные единовременные капитальные вложения при сравнительно низких эксплуатационных издержках [2].

Особенно выгодно применение теплового насоса при одновременном использовании тепла и холода, что успешно реализуется в ряде технологических процессов в промышленности, сельском хозяйстве, системах кондиционирования воздуха и др.

Основными преимуществами теплонасосных технологий являются:

- высокая энергетическая эффективность;
- экологическая чистота;
- надежность;
- комбинированное производство теплоты и холода в единой установке;
- мобильность;
- универсальность по тепловой

мощности;

– универсальность по виду используемой низкопотенциальной энергии;

– полная автоматизация работы установки.

Говоря о достоинствах получения тепловой энергии с помощью теплового насоса, необходимо тщательно оценивать целесообразность использования теплонасосных установок в сравнении с традиционными, альтернативными видами энергоисточников, базируясь на следующих факторах:

– *термодинамическом*: реализуемый цикл, температура низкопотенциального источника тепла (НПИТ) и температура теплоносителя потребителя теплоты, свойств рабочего тела;

– *конструктивном*: тип компрессора, тип теплообменников, их технические характеристики, схемное решение установки;

– *экономическом*: уровень цен на электроэнергию и замещаемое топливо, цены на применяемое оборудование и его монтаж и наладку, цены на систему автоматизации;

– *экологическом*: отсутствие процесса сжигания топлива в цикле ТН, уменьшение выбросов CO₂ за счет вытеснения части потребного топлива при высокой энергетической эффективности установки;

– *социальном*: улучшение условий труда и жизни населения.

Расчет затрат на устройство и эксплуатацию инженерных систем

Расчет мощности системы отопления.

Мощность систем отопления зависит от степени тепловой защиты и воздухопроницаемости конструкций здания.

Ориентировочный расход теплоты на отопление здания Q , Вт, можно определить по укрупненным показателям:

$$Q = q \cdot V \cdot (t_g - t_n), \quad (1)$$

где q – удельная тепловая характеристика здания, Вт/(м³·°C), для хорошо утепленного здания $q = 0,65$ Вт/(м³·°C); V – объем здания по наружным обмерам, м³; t_e – расчетная температура внутреннего воздуха помещения, $t_e = 18$ °C; t_n – расчетная температура наружного воздуха для проектирования отопления, принимается равной температуре наиболее холодной пятидневки для выбранного района строительства.

Расчет мощности системы охлаждения.

Чтобы правильно подобрать мощность системы охлаждения, необходимо рассчитать избытки тепла, которые поступают в помещение. Обычно используется упрощенная методика расчета:

$$Q = S \cdot h \cdot q, \quad (2)$$

где S – площадь помещения, м²; h – высота помещения, м; q – коэффициент, принимаемый равным $q = 25 \dots 30$ Вт/м³, если окна выходят на север и/или площадь остекления невелика; $q = 30 \dots 40$ Вт/м³, если окна выходят на запад или восток при средней площади остекления; $q = 40 \dots 45$ Вт/м³, если окна выходят на юг и/или имеют большую площадь остекления.

При высоте помещений 3 м и усредненном коэффициенте $q = 35$ условно можно считать, что средняя потребность холодопроизводительности составляет около 1 кВт мощности охлаждения на 10 м² помещения.

Так как в большинстве нежилых помещений (таких как гардеробные, с/у и др.) не требуется установка систем кондиционирования, то условно принимаем, что кондиционированию подлежит 3/4 площади дома.

Расчет энергопотребления.

Для климатических условий Беларуси отопительное оборудование на полной мощности в сезон используется около 2500 ч, охладительное – 1000 ч (данные приведены согласно СНБ

4.02.01-03 Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха).

При сжигании 1 м³ газа выделяется 8 кВт тепловой энергии, на потребности горячего водоснабжения (ГВС) в среднем добавляется 30 % от времени использования отопительного оборудования на полной мощности, соответственно, потребление газа вычисляется:

$$\frac{\text{тепловая мощность системы отопления и ГВС}}{8} \times \left(\frac{\text{количество часов использования отопительного оборудования на полной мощности в сезон}}{1} \right) \cdot 1,3.$$

На 1 кВт потребленной электроэнергии кондиционер вырабатывает 3 кВт мощности охлаждения, соответственно, потребление электроэнергии для охлаждения электрокондиционером вычисляется:

$$\frac{\text{холодопроизводительность системы охлаждения}}{3} \times \left(\frac{\text{количество часов использования охладительного оборудования на полной мощности в сезон}}{1} \right).$$

При использовании теплового насоса на 1 кВт потребленной электроэнергии вырабатывается 4 кВт тепловой энергии, соответственно, потребление электроэнергии вычисляется:

$$\frac{\text{тепловая мощность системы отопления и ГВС}}{4} \times \left(\frac{\text{количество часов использования отопительного оборудования на полной мощности в сезон}}{1} \right) \cdot 1,3.$$

Для обеспечения кондиционирования воздуха, при использовании теп-

лового насоса электроэнергия расходуется только на работу циркуляционных насосов (150 Вт) и вентиляторов, обдувающих теплообменник (350 Вт), соответственно, потребление электроэнергии для охлаждения тепловым насосом вычисляется:

$$\left(\frac{\text{количество часов использования} \\ \text{охлаждающего оборудования на} \\ \text{полной мощности в сезон}}{\cdot 1,3.} \right)$$

Газовое оборудование.

Для получения средней стоимости газового оборудования было взято 15 газовых котлов разных ценовых сегментов (5 – бюджетных, 5 – среднего уровня и 5 – премиум).

Ценовой диапазон: от 20 евро за 1 кВт тепловой мощности – у бюджетного оборудования до 60 евро и выше – у премиум класса. В среднем была взята стоимость в 40 евро за 1 кВт.

Стоимость монтажа – в среднем от 15 до 25 % стоимости газового оборудования (информация взята из нескольких фирм, занимающихся продажей и монтажом систем отопления).

Считаем, что монтаж составляет 20 % стоимости газового оборудования – 8 евро за 1 кВт.

Общая стоимость газового оборудования с установкой – 48 евро за 1 кВт тепловой мощности.

Тепловой насос.

При расчетной мощности теплового насоса до 10 кВт стоимость полного комплекса работ составляет 800 евро за 1 кВт тепловой мощности, 10...20 кВт – 650 евро, 20...30 кВт – 550 евро, более 30 кВт – 500 евро.

При мощности более 50 кВт вопрос о стоимости решается в индивидуальном порядке.

Ориентировочно стоимость можно считать равной 650 евро.

Электрический котел.

Средняя стоимость электродкотла – 25 евро за 1 кВт мощности. Для системы отопления мощностью 22,14 кВт получаем стоимость (с учетом монтажа 20 %) 664,2 евро.

Система кондиционирования.

Для получения средней стоимости кондиционеров было взято 20 кондиционеров (сплит-системы, комплекты – с внутренним и внешним блоками) мощностью около 5 кВт разных ценовых групп.

В среднем стоимость кондиционеров – от 200 до 500 евро за 1 кВт мощности охлаждения. Для расчета была взята стоимость в 350 евро за 1 кВт.

Стоимость монтажа – в среднем от 15 до 25 % стоимости кондиционера.

Считаем, что монтаж составляет 20 % стоимости кондиционера – 70 евро за 1 кВт.

Общая стоимость системы кондиционирования – 420 евро за 1 кВт мощности охлаждения. При использовании теплового насоса для системы кондиционирования необходимы воздухоохладитель (теплообменник), вентиляторы и воздуховоды (т. к. температура теплоносителя от земляного коллектора постоянна и составляет около +8 °С, то для охлаждения воздуха в помещении следует с помощью теплообменника всего лишь передать ему эту температуру).

Средняя стоимость компонентов данной системы – 100 евро за 1 кВт мощности охлаждения.

Обустройство котельной.

Согласно СНБ 4.03.01-98, газоснабжение, установку газового отопительного оборудования следует предусматривать в обособленных нежилых, встроенных или пристроенных к жилым зданиям помещениях.

В стоимость обустройства котельной входит: стоимость наружной двери, оконного проема, системы вентиляции, огнестойких перегородок, устройства

дымохода.

Стоимость устройства дымохода составляет около 100 евро/м п.

В 2-этажном здании средняя высота дымохода – около 10 м. В среднем стоимость обустройства котельной – около 1500 евро.

Подключение газа.

Стоимость получения технических условий и проекта газификации принимаем равной 500 евро.

Стоимость врезки составляет в среднем 1000 евро.

Стоимость подвода газопровода – 10...25 евро за 1 м п. с учетом стоимости материалов и работ.

В среднем была взята стоимость в 15 евро/м п.

В итоге подключение газа стоит около 3000 евро.

Сервисное обслуживание.

Сервисное обслуживание газового оборудования составляет в среднем от 200 до 500 евро в год (зависит от типа оборудования, сервисной организации, возраста оборудования и др. факторов). В расчетах было принято 300 евро.

Сервисное обслуживание кондиционера включает в себя:

– чистку фильтров 1 раз в 2 месяца – около 10 евро за чистку одного кондиционера (60 евро в год на один кондиционер);

– 1 раз в 2 года дозаправку фреоном – 50...60 евро за 1 сплит-систему (25 евро в год на один кондиционер).

Итого расходы на обслуживание кондиционеров в среднем составят:

$$\frac{85 \text{ евро}}{\text{количество кондиционеров в год}}.$$

Чистку дымохода рекомендуют проводить 2 раза в год перед отопительным сезоном и после него.

Стоимость данных работ – от 60 до 120 евро, в среднем 90 евро.

Итого в год – 450 евро.

Стоит также отметить, что срок службы газового оборудования составляет 10...12 лет, а теплового насоса – более 20, т. е. через 10 лет использования газового оборудования его необходимо будет менять, затрачивая на это дополнительные средства.

Тарифы на газ и электроэнергию.

Стоимость газа для предприятий в 2013 г. – около 160 евро за 1000 м³.

По данным «Газпрома» тарифы на газ будут повышаться в среднем не менее чем на 30 % в год, соответственно, для расчета было заложено ежегодное повышение стоимости газа на 30 %.

Стоимость электроэнергии для предприятий согласно – 0,05 евро за 1 кВт·ч.

По прогнозам, повышение тарифов на электроэнергию составит не около 12,5 % в год, соответственно, для расчета было заложено ежегодное повышение стоимости электроэнергии на 12,5 % в год.

Расчет затрат на устройство инженерных систем представлен на рис. 1; график затрат по годам – на рис. 2.

Выводы

1. На сегодняшний день для решения проблем энергосбережения тепловые насосы являются наиболее перспективными среди источников нетрадиционной энергетики благодаря возможности использования возобновляемой энергии из окружающей среды.

2. Конкурентоспособность тепловых насосов зависит от большого числа факторов термодинамического, конструктивного, экономического характера, от функционального назначения насосов и экологического воздействия на окружающую среду и пр.

3. Нетрадиционное теплоснабжение имеет все шансы стать традиционным и конкурировать с самыми популярными на сегодняшний день автономными системами.

Отапливаемая площадь, м		300		
Стоимость теплового насоса, евро		14391		
Параметры климатического оборудования				
Тепловая мощность системы отопления и ГВС, кВт		22,14		
Холодопроизводительность системы охлаждения, кВт		23,625		
Параметры энергопотребления				
Потребление газа, м³/г.	8994,375	–	–	
Потребление электроэнергии, кВт/г.	7875	17988,75	74584,22	
Первичные затраты				
Газовый котёл	1062,72	–	–	
Тепловой насос	–	14391	–	
Электрический котел	–	–	664,2	
Кондиционирование	9922,5	2362,5	9922,5	
Устройство котельной	1500	–	–	
Подключение газа	3000	–	–	
Всего	13985,22	16753,50	10586,70	
Ежегодные затраты на обслуживание				
Газовый котёл	300	–	–	
Кондиционирование	450	–	450	
Дымоход	120	–	–	
Итого	870	–	450	
Ежегодные расходы на энергоносители				
Год	Газовый котёл		Тепловой насос	Электродкотел
	Электро-энергия	Газ	Электроэнергия	Электроэнергия
2013	393,8	1439,1	899,4	3729,2
2014	492,2	1870,8	1124,3	4661,5
2015	615,2	2432,1	1405,4	5826,9
2016	769,0	3161,7	1756,7	7283,6
2017	961,3	4110,2	2195,9	9104,5
2018	1201,6	5343,3	2744,9	11380,6
2019	1502,0	6946,3	3431,1	14225,8
2020	1877,5	9030,1	4288,9	17782,3
2021	2346,9	11739,2	5361,1	22227,8
Итог затрат по годам				
	Газовый котёл		Тепловой насос	Электродкотел
2013	16688,1		17652,9	14765,9
2014	17218,2		17877,8	15698,2
2015	17902,5		18158,9	16863,6
2016	18786,0		18510,2	18320,3
2017	19926,7		18949,4	20141,2
2018	21400,1		19498,4	22417,3
2019	23303,5		20184,6	25262,5
2020	25762,9		21042,4	28819,0
2021	28941,3		22114,6	33264,5

Рис. 1. Расчет затрат на устройство инженерных систем

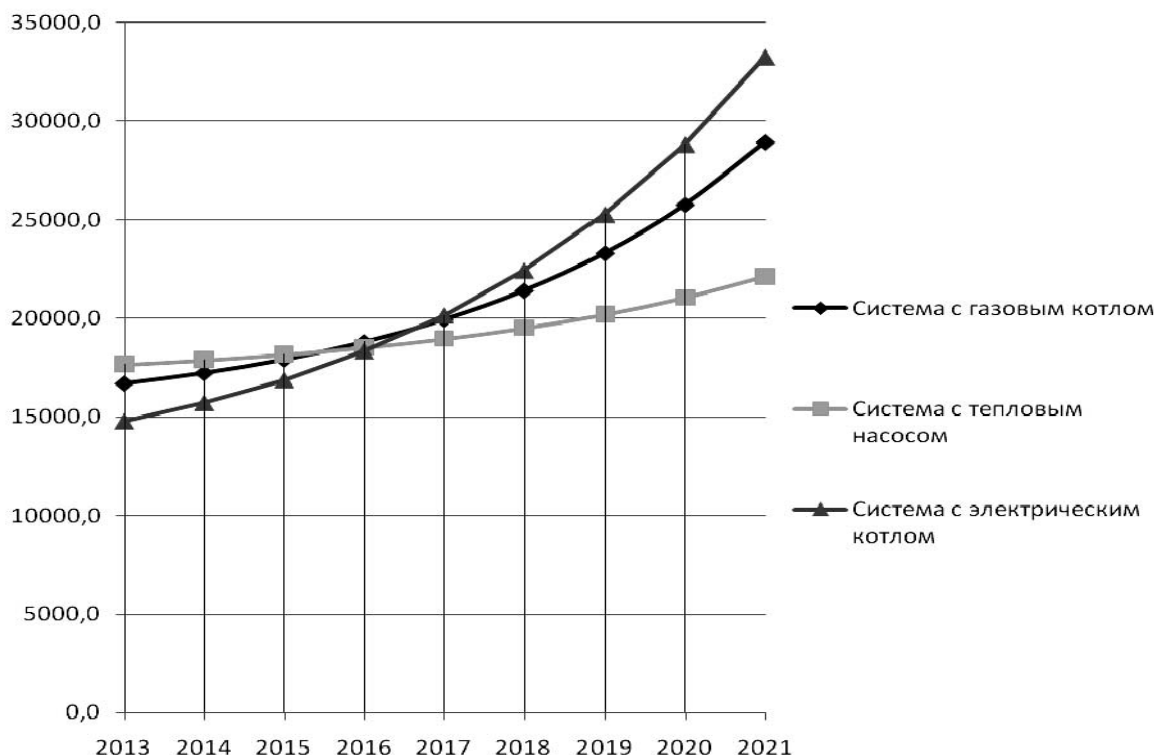


Рис. 2. График затрат по годам

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Стребков, Д. С.** Современные энергосберегающие тепловые технологии в сельском хозяйстве / Д. С. Стребков, А. В. Тихомиров, С. А. Растимешин // Энергосбережение – важнейшее условие инновационного развития АПК : материалы Междунар. науч.-техн. конф. – Минск : БГАТУ, 2011. – С. 6–8.
2. **Васильев, Г. П.** Теплоснабжение зданий и сооружений с использованием низкопотенциальной тепловой энергии поверхностных слоев Земли : монография / Г. П. Васильев – М. : Граница, 2006. – 176 с. : ил.
3. Руководство по применению тепловых насосов с использованием вторичных энергетических ресурсов и нетрадиционных возобновляемых источников энергии. – М. : Москомархитектура. НИАЦ, 2001.

Статья сдана в редакцию 22 марта 2013 года

Елена Владимировна Горбенкова, ст. преподаватель, Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-293-59-27-29. E-mail: gorbenkova@yandex.ru.

Сергей Викторович Горбенков, менеджер, ЧУП «СтройВЕСТстиль». E-mail: gorbenkow@yandex.ru.

Елена Евгеньевна Корбут, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-297-49-91-28. E-mail: korbutee@mail.ru.

Elena Vladimirovna Gorbenkova, senior lecturer, Belarusian-Russian University. Tel.: +375-293-59-27-29. E-mail: gorbenkova@yandex.ru.

Sergey Viktorovich Gorbenkov, manager, «StroiWeststil» Private Unitary Enterprise. E-mail: gorbenkow@yandex.ru.

Elena Yevgenyevna Korbut, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University. Tel.: +375-297-49-91-28. E-mail: korbutee@mail.ru.

УДК 624.012.45

С. Д. Семенюк, И. И. Мельянцова, В. В. Башкиров

МЕТОДИКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ СЖАТЫХ ЖЕЛЕЗОБЕТОННЫХ ЭЛЕМЕНТОВ, УСИЛЕННЫХ СТАЛЬНОЙ ОБОЙМОЙ

UDC 624.012.45

S. D. Semeniuk, I. I. Melyantsova, V. V. Bashkirov

THE METHODOLOGY OF EXPERIMENTAL RESEARCH INTO COMPRESSED REINFORCED CONCRETE ELEMENTS STRENGTHENED BY A STEEL HOLDER

Аннотация

Излагается методика экспериментальных исследований сжатых железобетонных элементов, усиленных стальной обоймой для построения трансформированных диаграмм деформирования бетона при трехосном сжатии при различных уровнях бокового обжатия, позволяющая определить наиболее рациональный способ такого усиления.

Ключевые слова:

бетон, колонна, стальная обойма, боковое обжатие, трёхосное сжатие, трансформированная диаграмма.

Abstract

This paper presents the methodology of experimental research of compressed reinforced concrete elements, strengthened by a steel holder, for constructing transformation diagrams of concrete deformation under triaxial compression at different levels of lateral compression. The proposed methods allow determining the most rational way of strengthening of compressed reinforced concrete elements by a steel holder at different levels of compression.

Key words:

concrete, column, steel holder, lateral compression, triaxial compression, transformation diagram.

Введение

Исследования прочности бетона в условиях действия многоосного сжатия проводятся уже давно. Первые масштабные и весьма тщательные исследования бетона при двухосном и трехосном сжатии были выполнены в 1928 г. F. Richart, A. Brandzaeg, R. Brown в Иллинойском университете. К настоящему времени накоплен значительный объем экспериментальных данных о прочности и деформациях бетона в условиях многоосного сжатия, свидетельствующих о положительном влиянии бокового обжатия бетона на его прочность. В связи с этим предлагается методика экспериментальных исследова-

ований сжатых железобетонных элементов, усиленных стальной обоймой для построения трансформированных диаграмм деформирования бетона при трехосном сжатии при различных уровнях бокового обжатия.

Методика проведения экспериментальных исследований

Бетонную смесь приготавливали в лабораторных условиях вручную. Составы дозировали по весу. Отформованные образцы, предназначенные для испытаний на сжатие, в течение четырех суток выдерживали в металлоформах, покрытых влажной тканью. Распа-

лубливание проводили на шестые сутки.

Состав исследуемого бетона: Ц : П : Щ = 1 : 2,1 : 4,2 при водоцементном отношении В / Ц = 0,55.

Для проведения испытаний стальная обойма проектировалась разборной двух видов: состоящая из вертикальных уголков размерами 50×50×5 мм и 32×32×4 мм. К уголкам приваривался швеллер № 6,5 с просверленным отверстием под стяжной болт с номинальным диаметром 16 мм. Для плотного прилегания уголков поверхность бетона по граням опытных образцов тщательно выравнивалась скалыванием неровностей и зачеканкой цементным раство-

ром. После устройства стальной обоймы болты стягивались с различными значениями усилия обжатия для контроля увеличения несущей способности образцов при различных его уровнях.

Образцы колонн с размерами 150×150×600 мм армировались симметрично четырьмя продольными арматурными стержнями диаметром 12 мм класса S400. В качестве поперечной была принята арматура класса S500 диаметром 6 мм с шагом 140 мм.

Испытание усиленных стальной обоймой призм, а также схемы усиления опытных образцов представлены на рис. 1 и 2.

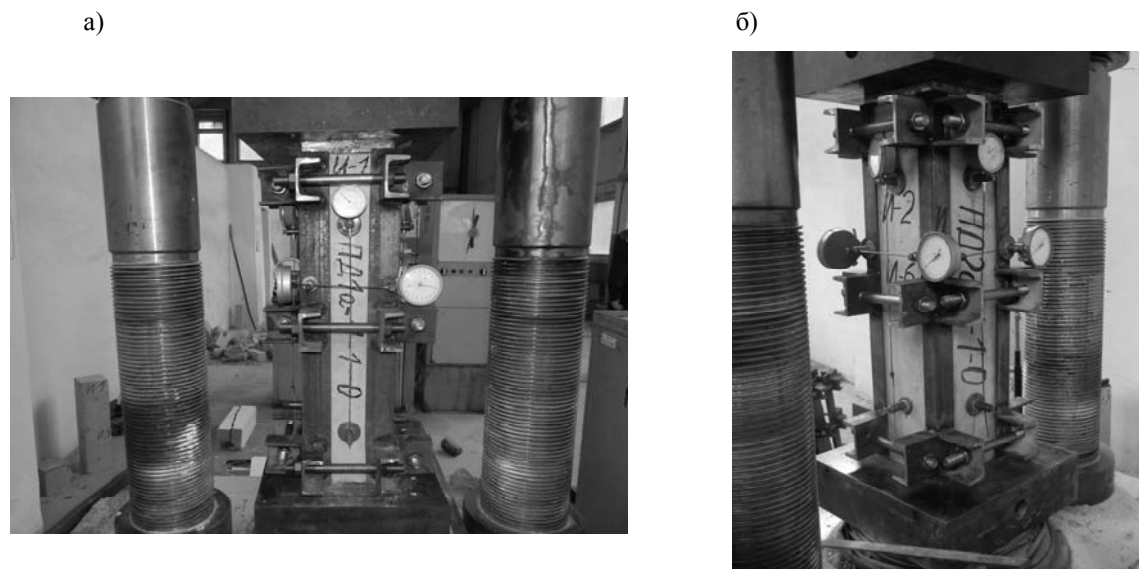


Рис. 1. Испытание усиленных стальной обоймой призм на сжатие: а – из уголков 50×50×5 мм; б – из уголков 32×32×4 мм

Для проведения испытаний были запроектированы бетонные и железобетонные образцы, количество и исследуемые факторы которых представлены в табл. 1.

В последующих сериях экспериментальных исследований планируется испытать призмные образцы для построения трансформированных диаграмм деформирования бетона при трехосном сжатии при уровнях бокового обжатия $\sigma_2^{\text{нач}} = \sigma_3^{\text{нач}} = 5$ МПа

и $\sigma_2^{\text{нач}} = \sigma_3^{\text{нач}} = 10$ МПа.

Заключение

Таким образом, предлагаемая методика позволит определить самый рациональный способ усиления сжатых железобетонных элементов стальной обоймой при различных уровнях обжатия с оптимальным шагом соединительных планок для наиболее полного использования прочностных характеристик стальной обоймы и бетона.

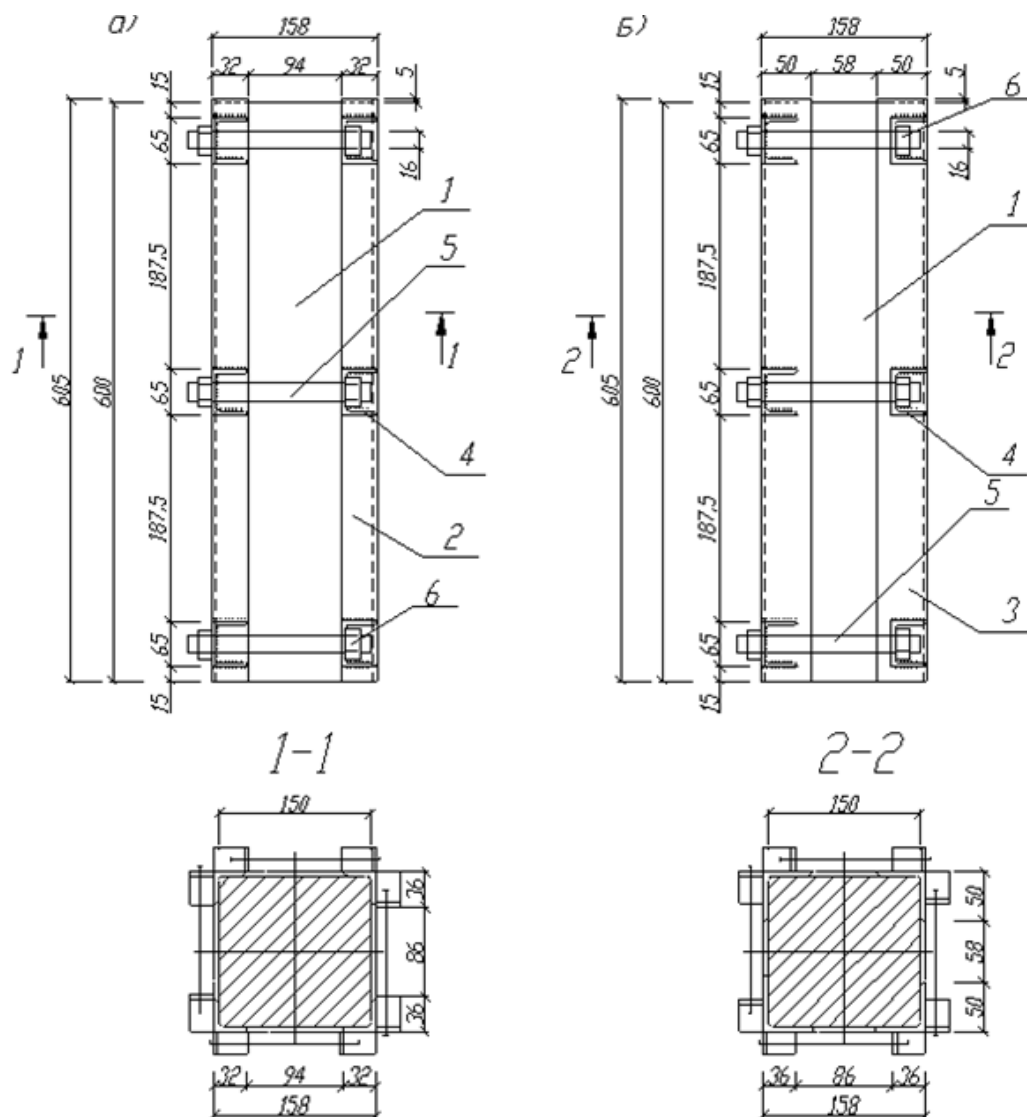


Рис. 2. Усиление опытных образцов колонн стальной обоймой: а – из уголков 32×32×4 мм; б – из уголков 50×50×5 мм; 1 – усиливаемый элемент; 2 – уголок усиления 32×32×4 мм; 3 – уголок усиления 50×50×5 мм; 4 – швеллер 65×60×4,4 мм; 5 – стяжной болт М16; 6 – гайка М16

Табл. 1. Характеристика и количество опытных образцов

Номер серии	Маркировка образцов	Характеристика и размеры опытных образцов, мм	Количество, шт.	Исследуемый фактор
1	2	3	4	5
	K1-K9	Бетонные кубы 150×150×150	9	Кубиковая прочность бетона в возрасте 28 сут при однократном центральном сжатии

Продолжение табл. 1

1	2	3	4	5
1 – образцы с гибкостью ветви $\lambda_b = 21,4$ и $\lambda_b = 20,6$ для построения трансформированных диаграмм деформирования бетона при ограничении поперечных деформаций стальной обоймы; начальное обжатие в поперечных направлениях отсутствует	ПД-1-1 ПД-1-2	Бетонные призмы $150 \times 150 \times 600$	2	Прочностные и деформативные характеристики бетона в возрасте 28 сут при однократном центральном сжатии
	ПДа-1-1 ПДа-1-2	Железобетонные призмы $150 \times 150 \times 600$	2	Прочностные и деформативные характеристики железобетона в возрасте 28 сут при однократном центральном сжатии
	ПД1-1-1-0 ПД1-1-2-0	Бетонные образцы $150 \times 150 \times 600$ в стальной обойме из четырех уголков 50×5 мм при $\sigma_2^{\text{нач}} = \sigma_3^{\text{нач}} = 0$	2	Прочность и деформации бетона при трехосном сжатии к построению трансформированных диаграмм к зависимостям σ - ϵ
	ПД1а-1-1-0 ПД1а-1-2-0	Железобетонные образцы $150 \times 150 \times 600$ в стальной обойме из четырех уголков 50×5 мм при $\sigma_2^{\text{нач}} = \sigma_3^{\text{нач}} = 0$	2	Прочность и деформации железобетона при трехосном сжатии к построению трансформированных диаграмм к зависимостям σ - ϵ
	ПД2-1-1-0 ПД2-1-2-0	Бетонные образцы $150 \times 150 \times 600$ в стальной обойме из четырех уголков 32×4 мм при $\sigma_2^{\text{нач}} = \sigma_3^{\text{нач}} = 0$	2	Прочность и деформации бетона при трехосном сжатии к построению трансформированных диаграмм к зависимостям σ - ϵ
	ПД2а-1-1-0 ПД2а-1-2-0	Железобетонные образцы $150 \times 150 \times 600$ в стальной обойме из четырех уголков 32×4 мм при $\sigma_2^{\text{нач}} = \sigma_3^{\text{нач}} = 0$	2	Прочность и деформации железобетона при трехосном сжатии к построению трансформированных диаграмм к зависимостям σ - ϵ
Всего в 1-й серии было испытано 9 кубов, 6 бетонных и 6 железобетонных образцов				
Примечание – В маркировке ПД1а-1-2-0: П-призма, Д-деформативные характеристики, 1а-армированная, усиленная стальной обоймой из уголков 50×5 мм; 1 – номер серии; 2 – номер образца; 0 – величина обжатия, МПа; ПД1а-1-2-0: П – призма; Д – деформативные характеристики; 1а – армированная, усиленная стальной обоймой из уголков 32×4 мм; 1 – номер серии; 2 – номер образца; 0 – величина обжатия, МПа				

Продолжение табл. 1

1	2	3	4	5
2 – образцы с гибкостью ветви $\lambda_b = 39,8$ и $\lambda_b = 34,9$ для построения трансформированных диаграмм деформирования бетона при ограничении поперечных деформаций стальной обоймы; начальное обжатие в поперечных направлениях отсутствует	K1-K9	Бетонные кубы $150 \times 150 \times 150$	9	Кубиковая прочность бетона в возрасте 28 сут при однократном центральном сжатии
	ПД-2-1 ПД-2-2	Бетонные призмы $150 \times 150 \times 600$	2	Прочностные и деформативные характеристики бетона в возрасте 28 сут при однократном центральном сжатии
	ПДа-2-1 ПДа-2-2	Железобетонные призмы $150 \times 150 \times 600$	2	Прочностные и деформативные характеристики железобетона в возрасте 28 сут при однократном центральном сжатии
	ПД1-2-1-0 ПД1-2-2-0	Бетонные образцы $150 \times 150 \times 600$ в стальной обойме из четырех уголков 50×5 мм при $\sigma_2^{\text{нач}} = \sigma_3^{\text{нач}} = 0$	2	Прочность и деформации бетона при трехосном сжатии к построению трансформированных диаграмм к зависимостям σ - ϵ
	ПД1а-2-1-0 ПД1а-2-2-0	Железобетонные образцы $150 \times 150 \times 600$ в стальной обойме из четырех уголков 50×5 мм при $\sigma_2^{\text{нач}} = \sigma_3^{\text{нач}} = 0$	2	Прочность и деформации железобетона при трехосном сжатии к построению трансформированных диаграмм к зависимостям σ - ϵ
	ПД2-2-1-0 ПД2-2-2-0	Бетонные образцы $150 \times 150 \times 600$ в стальной обойме из четырех уголков 32×4 мм при $\sigma_2^{\text{нач}} = \sigma_3^{\text{нач}} = 0$	2	Прочность и деформации бетона при трехосном сжатии к построению трансформированных диаграмм к зависимостям σ - ϵ
	ПД2а-2-1-0 ПД2а-2-2-0	Железобетонные образцы $150 \times 150 \times 600$ в стальной обойме из четырех уголков 32×4 мм при $\sigma_2^{\text{нач}} = \sigma_3^{\text{нач}} = 0$	2	Прочность и деформации железобетона при трехосном сжатии к построению трансформированных диаграмм к зависимостям σ - ϵ
Всего во 2-й серии было испытано 9 кубов, 6 бетонных и 6 железобетонных образцов				

Окончание табл. 1

1	2	3	4	5
3 – образцы с гибкостью ветви $\lambda_b = 13,3$ и $\lambda_b = 13,5$ для построения трансформированных диаграмм деформирования бетона при ограничении поперечных деформаций стальной обоймы; начальное обжатие в поперечных направлениях отсутствует	K1-K9	Бетонные кубы 150×150×150	9	Кубиковая прочность бетона в возрасте 28 сут при однократном центральном сжатии
	ПД-3-1 ПД-3-2	Бетонные призмы 150×150×600	2	Прочностные и деформативные характеристики бетона в возрасте 28 сут при однократном центральном сжатии
	ПДа-3-1 ПДа-3-2	Железобетонные призмы 150×150×600	2	Прочностные и деформативные характеристики железобетона в возрасте 28 сут при однократном центральном сжатии
	ПД1-3-1-0 ПД1-3-2-0	Бетонные образцы 150×150×600 в стальной обойме из четырех уголков 50×5 мм при $\sigma_2^{\text{нач}} = \sigma_3^{\text{нач}} = 0$	2	Прочность и деформации бетона при трехосном сжатии к построению трансформированных диаграмм к зависимостям σ - ϵ
	ПД1а-3-1-0 ПД1а-3-2-0	Железобетонные образцы 150×150×600 в стальной обойме из четырех уголков 50×5 мм при $\sigma_2^{\text{нач}} = \sigma_3^{\text{нач}} = 0$	2	Прочность и деформации железобетона при трехосном сжатии к построению трансформированных диаграмм к зависимостям σ - ϵ
	ПД2-3-1-0 ПД2-3-2-0	Бетонные образцы 150×150×600 в стальной обойме из четырех уголков 32×4 мм при $\sigma_2^{\text{нач}} = \sigma_3^{\text{нач}} = 0$	2	Прочность и деформации бетона при трехосном сжатии к построению трансформированных диаграмм к зависимостям σ - ϵ
	ПД2а-3-1-0 ПД2а-3-2-0	Железобетонные образцы 150×150×600 в стальной обойме из четырех уголков 32×4 мм при $\sigma_2^{\text{нач}} = \sigma_3^{\text{нач}} = 0$	2	Прочность и деформации железобетона при трехосном сжатии к построению трансформированных диаграмм к зависимостям σ - ϵ
Всего в 3-й серии было испытано 9 кубов, 6 бетонных и 6 железобетонных образцов				

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Тур, В. В. Прочность и деформации бетона в расчетах конструкций : монография / В. В. Тур, Н. А. Рак. – Брест : Изд-во БГТУ, 2003. – 252 с.
2. Семенюк, С. Д. Восстановление эксплуатационных качеств железобетонных колонн при помощи стальной обоймы / С. Д. Семенюк, И. И. Мельянцова // Ресурсоекономні матеріали, конструкції, будовлі та споруди : зб. наук. пр. – Рівне, 2012. – Вип. 24. – С. 31–39.
3. Онуфриев, Н. М. Усиление железобетонных конструкций промышленных зданий и сооружений / Н. М. Онуфриев. – М. : Стройиздат, 1965. – 342 с.
4. Литвинов, И. М. Усиление и восстановление железобетонных конструкций / И. М. Литвинов. – М.-Л. : Стройиздат Наркомстроя, 1942. – 96 с.
5. Пецольд, Т. М. Расчёт усиления железобетонных конструкций эксплуатируемых строительных сооружений / Т. М. Пецольд, Д. Н. Лазовский // Бетон и железобетон. – 1999. – № 1. – С. 11–14.

-
6. **Мальганов, А. И.** Усиление железобетонных и каменных конструкций зданий и сооружений / А. И. Мальганов, В. С. Плевков, А. И. Полищук. – Томск : Изд-во Томского ун-та, 1989. – 88 с.
7. **Хило, Е. Р.** Усиление железобетонных конструкций / Е. Р. Хило, Б. С. Попович. – Львов : Вища шк., 1985. – 155 с.
8. **Лазовский, Д. Н.** Усиление железобетонных конструкций эксплуатируемых строительных сооружений / Д. Н. Лазовский. – Новополоцк : ПГУ, 1998. – 240 с. : ил.

Статья сдана в редакцию 11 марта 2013 года

Славик Денисович Семенюк, д-р техн. наук, зав. кафедрой, Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-297-43-38-72.

Ирина Игоревна Мельянцова, аспирант, Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-297-48-07-07.

Василий Владимирович Башкиров, студент, Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-295-47-20-74.

Slavik Denisovich Semeniuk, DSc (Engineering), Belarusian-Russian University. Tel.: +375-297-43-38-72.

Iryna Igorevna Melyantsova, PhD student, Belarusian-Russian University. Tel.: +375-297-48-07-07.

Vasily Vladimirovich Bashkirov, student, Belarusian-Russian University. Tel.: +375-295-47-20-74.

ВЕСТНИК БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКОГО УНИВЕРСИТЕТА

№ 2 – 2013

Ответственный за выпуск

В. И. Кошелева

Художественное оформление обложки

И. А. Алексеюс

Дизайн и компьютерная верстка

Н. П. Полевничая

Подписано в печать 30.05.2013. Формат 60×84/8. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.
Печать трафаретная. Усл.-печ. л. 20,92. Уч.-изд. л. 20,0. Тираж 100 экз. Заказ № 383.

Издатель и полиграфическое исполнение
Государственное учреждение высшего профессионального образования
«Белорусско-Российский университет»
ЛИ № 02330/0548519 от 16.06.2009.
Пр. Мира, 43, 212000, Могилев.